



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Jméno a příjmení	Zbyněk Resl
Studijní program	bakalářský – B2341R Strojírenství
Obor	2302R022 Stroje a zařízení
Zaměření	Energetické stroje a zařízení

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje bakalářská práce na téma:

Intenzifikace přestupu tepla turistické konvice

Zásady pro vypracování:

(uveďte hlavní cíle diplomové práce a doporučené metody pro vypracování)

1. Analýza stávajícího stavu techniky.
2. Návrh optimalizované geometrie konvice
3. Analýza přestupu tepla, výpočet součinitele přestupu tepla a tepelného toku, určení teploty plamene.
4. Experimentální ověření analytických výsledků
5. Numerická simulace procesu ohřevu

Forma zpracování diplomové práce:

- původní zpráva: 35 stran
- grafické práce: cca.10 stran příloh


Seznam literatury (uved'te doporučenou odbornou literaturu):


Lienhard, J.H., Lienhard, J.H.:A Heat Transfer Textbook, Phlogiston Press, MIT, 2005
Rieger, F., Šesták, J.: Přenos hybnosti, tepla a hmoty, 1996, Vydavatelství ČVUT Praha
Jenčík J., Volf J., Technická měření, ČVUT 2003
Ansys Fluent: FLUENT 6.3 User's Guide

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Tomáš Vít, Ph.D.

Konzultant bakalářské práce: Ing. Petra Dančová




doc. Ing. Václav Dvořák, Ph.D.
vedoucí katedry


doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.
děkan

V Liberci dne 22.5.11

PROHLÁŠENÍ

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím bakalářské práce a konzultantem.

Datum: 22.5.2011

Podpis :

Liberec 2011

3

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych chtěl poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce doc. Ing. Tomáši Vítovi, Ph.D. za cenné rady a odborné vedení, Petru Jerjemu a ing. Petru Švarcovi za jejich vstřícný přístup a rady při přípravě a samotném měření.

V neposlední řadě bych chtěl poděkovat své rodině a kamarádům, kteří mi byli oporou ve studiu a osobním životě.

Anotace

Bakalářská práce se zabývá možností zefektivnění přenosu tepla turistické konvice vhodnou konstrukční úpravou. Přibližuje současný stav na trhu s tepelnými výměníky pro outdoorové použití. Součástí práce je také analýza dějů přenosu tepla a jejich výpočtové vztahy.

Stěžejní částí je návrh konstrukční úpravy turistické konvice, měření účinnosti přenosu tepla na prototypu a na klasické nádobě a jejich porovnání.

V závěru práce se objevuje snaha o znázornění teplotního pole v okolí prototypu při ohřívání vody za pomoci počítačové simulace.

Klíčová slova:

přenos tepla, hrnec, tepelný tok, součinitel přestupu tepla

Anotation

Bachelor thesis is focused on the possibilities of increasing heat transfer of touristic pot by appropriate structural adjustment. It describe current state of the market of heat exchangers for outdoor use. The work also includes analysis of heat transfer processes and their equations. The main part is prototyping of the structural adjustment of tourist pot, heat transfer efficiency measurements on the prototype and classic pot and their comparison. Finally, there are efforts to represent the temperature field around a prototype using computer simulation.

Keywords:

heat transfer, pot, heat flux , heat transfer coefficient

OBSAH

OBSAH.....	5
Seznam symbolů a označení.....	6
1 Úvod	8
2 Konkurence.....	8
2.1 Jetboil.....	8
2.2 MSR.....	9
2.3 Primus.....	10
2.4 Srovnání.....	12
3 Sdílení tepla.....	13
3.1 Základní pojmy	13
3.2 Vedení tepla.....	13
3.3 Proudění.....	16
4 Sálání.....	18
5 Hoření.....	19
5.1 Zemní plyn	19
5.2 Směs propan-butanu.....	20
5.3 Spotřeba vzduchu.....	20
5.4 Spalné teplo a výhřevnost.....	22
6 Konstrukce.....	23
6.1 Výroba hrnce.....	23
7 Měření.....	24
7.1 Měření spalného tepla a výhřevnosti zemního plynu.....	24
7.1.1 Naměřené hodnoty.....	26
7.1.2 Vzorový výpočet.....	26
7.1.3 Výpočet chyb.....	27
7.2 Měření účinnosti přenosu tepla.....	29
7.2.1 Příprava měření.....	29
7.2.2 Měření.....	29
7.2.3 Výpočtové vztahy.....	30
7.2.4 Naměřené a vypočtené hodnoty pro hrnec 1.....	31
7.2.5 Naměřené a vypočtené hodnoty pro hrnec 2.....	32
7.2.6 Výpočet chyb.....	32
7.2.7 Vyhodnocení a výsledky měření.....	33
8 Analýza přestupu tepla.....	34
8.1 Určení teploty plamene.....	34
8.2 Výpočet tepelného toku.....	36
8.3 Výpočet součinitele přestupu tepla	37
8.4 Výpočet tepelného toku.....	40
9 Numerická simulace procesu ohřevu.....	42
10 Závěr.....	44
Seznam použité literatury.....	45
Přílohy.....	46

Seznam symbolů a označení

α	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	součinitel přestupu tepla
λ	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	součinitel tepelné vodivosti
λ_v	[m]	vlnová délka
η	[Pa.s]	dynamická viskozita
$\eta_{do\ 50^\circ\text{C}}$	[%]	účinnost přenosu tepla při ohřívání vody do teploty 50°C
$\eta_{do\ 90^\circ\text{C}}$	[%]	účinnost přenosu tepla při ohřívání vody do teploty 90°C
$\eta_{l.t.}$	[%]	účinnost přenosu tepla se započítaným latentním teplem
$\eta_{b.l.t.}$	[%]	účinnost přenosu tepla bez započítání latentního tepla
ε	[1]	emisivita
ν	[m ² .s ⁻¹]	kinematická viskozita
ν_f	[s ⁻¹]	frekvence elektromagnetického vlnění
ρ	[kg.m ⁻³]	hustota
σ	[W.m ⁻² .K ⁻⁴]	Stefan-Boltzmanova konstanta
τ	[s]	čas
b	[m]	tloušťka stěny
c_p	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita izobarická
c_v	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita vody
E	[J]	energie
g	[m.s ⁻²]	gravitační zrychlení
Gr	[1]	Graphovo kritérium
h	[J.s ⁻¹]	Planckova konstanta
I_o	[W.m ⁻²]	intenzita vyzařování černého tělesa
l	[m]	charakteristický rozměr
l_v	[J.kg ⁻¹]	měrné výparné teplo vody
$l_{v.p.}$	[m]	délka válcové plochy
L	[J.m ⁻³]	měrné výparné teplo zkondenzované vlhkosti
$L_{v.v.}$	[kJ]	latentní teplo vypařené vody
m_k	[kg]	hmotnost zkondenzované vlhkosti spalin
m_v	[kg]	hmotnost vody
$m_{v.v.}$	[kg]	hmotnost vody
m_w	[kg]	množství vody ohřáté při spálení V zemního plynu
M	[kg.mol ⁻¹]	molární hmotnost
\underline{n}	[m]	vzdálenost ve směru normály
\bar{n}	[1]	průměrné uhlíkové číslo
n_u	[1]	uhlovodíkové číslo
Nu	[1]	Nusseltovo číslo
p	[Pa]	tlak
$P_{p.h.}$	[W]	průměrný výkon hořáku
q	[W.m ⁻²]	hustota tepelného toku
\underline{q}_l	[W.m ⁻¹]	délková hustota tepelného toku
\underline{Q}	[W.s ⁻¹]	tepelný tok
Q	[J]	teplo
Q_i	[J.m ⁻³]	výhřevnost zemního plynu
$Q_{d.t.}$	[J]	dodané teplo
Q_h	[J]	teplo přijaté hrcem

Q_{mol}	[J.mol ⁻¹]	spalné teplo na mol
Q_{CH_4}	[J.mol ⁻¹]	spalné teplo methanu na mol
Q_s	[J.m ⁻³]	spalné teplo na metr krychlový plynu
Q_{st}	[J.kg ⁻¹]	spalné teplo na kilogram
r	[m]	poloměr válcové plochy
Ra	[1]	Rayleighovo kritérium
S	[m ²]	rovinná plocha kolmá ke směru tepelného toku
S_v	[m ²]	povrch válcové plochy
t_e	[°C]	teplota vody na vstupu
t_i	[°C]	teplota vody na výstupu
t_s	[°C]	počáteční teplota vody
t_f	[°C]	konečná teplota vody
T	[K]	teplota
T_s	[K]	teplota stěny
ΔT	[K]	rozdíl teplot
v	[m ³ .kg ⁻¹]	měrný objem
V	[m ³]	objemové množství spáleného zemního plynu
$V_{\text{do } 50^\circ\text{C}}$	[dm ³]	objem spotřebovaného zemního plynu při teplotě vody 50°C
$V_{\text{do } 90^\circ\text{C}}$	[dm ³]	objem spotřebovaného zemního plynu při teplotě vody 90°C
V_{celk}	[m ³]	objem spalin na m ³ palivové směsi
V_{CO_2}	[m ³]	objem oxidu uhličitého na m ³ palivové směsi
$V_{\text{H}_2\text{O}}$	[m ³]	objem vodní páry na m ³ palivové směsi
V_{O_2}	[m ³]	objem kyslíku na m ³ palivové směsi
V_{vz}	[m ³]	objem vzduchu na m ³ palivové směsi
$V_{\text{z.p.}}$	[dm ³]	objem spotřebovaného zemního plynu
w	[1]	hmotnostní zlomek
x	[m]	vzdálenost ve směru osy x
y	[m]	vzdálenost ve směru osy y
z	[m]	vzdálenost ve směru osy z

1 Úvod

Vaření vody patří neodmyslitelně k našemu každodennímu životu, ať už jde o přípravu jídel, nápojů nebo technicko-energetickým procesům. V bakalářské práci bychom se rádi pozastavili nad možností urychlení a zefektivnění vaření vody v terénu, kde používáme jako zdroj tepla vařič na propan-butan nebo lehká paliva. Na první pohled by se tyto mikroúspory mohly zdát malicherné, ale lidem (většinou trekařům, expedičním polárníkům atd.), kteří se vypravují na vlastní pěst do oblastí bez možnosti kontaktu s civilizací a doplnění zásob paliva, mohou výrazně pomoci.

Onou úsporou by mohl být jednoduchý tepelný výměník spaliny-voda. Dvouplášťová nádoba s otvorem na podstavě a menšími otvory na stěně vnějšího pláště. Hořák je při vaření umístěn v prostoru mezipláští, čím je kryt od nepříznivých povětrnostních vlivů a zároveň spaliny neobtékají nádobu, ale jsou vedeny v mezipláští, kde před únikem do okolí předají část své tepelné energie nádobě.

Úkolem bakalářské práce bude změřit účinnost přenosu tepla, porovnat ji s běžnou nádobou.

2 Současná situace na trhu

Tepelné výměníky pro outdoorové využití jsou na trhu poměrně novou věcí. Za posledních pět let se jimi zabývaly především americké firmy Jetboil, MSR a švédský Primus. Pro společnosti Primus a MSR je tato problematika spíše okrajová vzhledem k širší sortimentu, kterou nabízí. Naopak Jetboil se výhradně zabývá právě zefektivňováním nádob na vaření. Všechny modely výměníků jsou vyrobeny z eloxovaného hliníku a jejich konstrukce se více či méně podobají.

2.1 Jetboil

Podle studie Jetboilu [1] dochází k přenosu tepla z hořáku do klasické nádoby bez tepelného výměníku asi jen z 30 až 40% (viz obrázek 1) a zbylá část tepla je bez užitku odvedena po obvodu hrnce do okolí.

Výměník Jetboilu FluxRing je založen na vlnovcovém plechu stočeném do kruhu a umístěném na spodu nádoby. Ten je schopný odebrat teplo unikající okolo hrnce a zvýšit tak účinnost nádoby o 30 až 50% (viz obrázek 2).

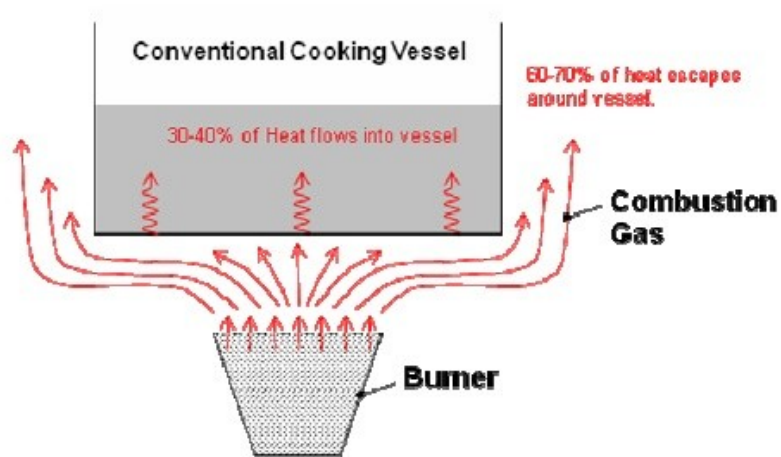


Figure 3
Conventional Stove and Cookware

Obrázek 1: obtékání spalin a přestup tepla u klasického hrnce

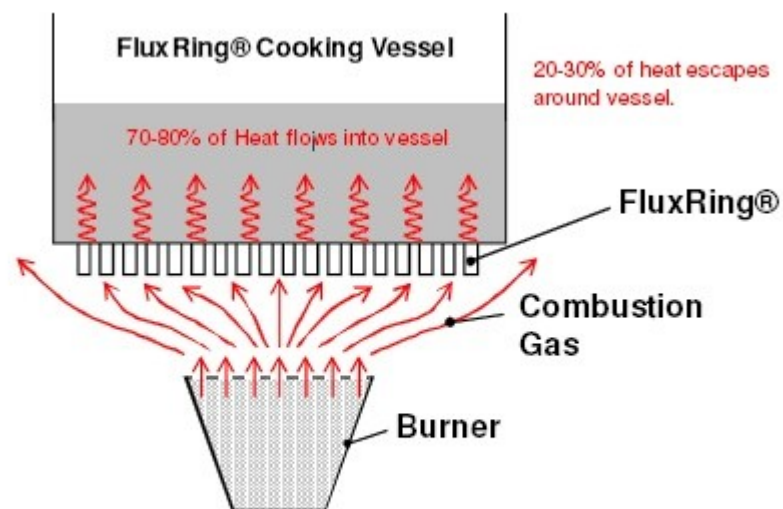


Figure 5

Obrázek 2: přenos tepla při použití výměníku FluxRing

2.2 MSR

Firma MSR se trochu přiblížila našemu konceptu. Asi největší nevýhodou je fakt, že se dá hrnec použít jen v kombinaci s vařičem Reactor, který nevytváří klasický plamen jako jsme u většiny hořáků zvyklí. Hrnec Reactor Pot se skládá ze dvou částí, samotného vařičního hrnce zúženého v

dolní části pro nasazení výměníku, který vytvoří meziplášť. Spaliny proudí mezi stěnami do jedné třetiny výšky nádoby (viz obrázek 2) a pak jsou postranními otvory vypouštěny ven. Krom toho využívá podobný princip jako Jetboil a to zachytáváním tepla pomocí do kruhu umístěných plíšků navařených na dno nádoby (viz obrázek 4).



Obrázek 3: otvory v plášti na odvod spalin, MSR Reactor Pot



Obrázek 4: navažené plíšky na spodu nádoby, MSR Reactor Pot

2.3 Primus

Stejný princip vlnovcového výměníku používá kromě Jetboilu i Primus. Na vnitřní stěně mají hrnce vícevrstevný nános titanu k zamezení přichytávání jídla. Hrnce jsou v provedení 1,7 a 2,1 litru. Primus se také snažil zabránit potenciálním nepříznivým povětrnostním vlivům a opatřil vařič

EtaExpress, se stejnojmenným výměníkem, závětrím. Podle studie Primusu je ale model EtaPower účinnější díky většímu povrchu podstavy nádoby.








Obrázek 5: hrnec EtaPower s tepelným výměníkem



Obrázek 6: systém EtaExpress

2.4 Srovnání

Primus také porovnal [2] jednotlivé systémy vařičů s výměníky a výsledky zanesl do tabulky. Otázkou zůstává jak byl tento test objektivní, protože systémy značky Primus zde převyšují svoje konkurenty.

	 EtaExpress	 EtaPower MF™	 EtaPower EF™	 GCS	 Reactor
Liters boiled per 230 g canister	26 L	28 L	28 L	24 L	22 L
Average cook days per canister	6	6+	6+	4+	4+
1 Liter boil time	2.5 min	2.5 min	2.5 min	5.5 min	3 min
Efficiency	77 %	80 %	80 %	70 %	71 %
Cost per liter for 28 liters	\$0.35	\$0.21	\$0.21	\$0.50	\$0.54
Maintains efficiency below -15 C	No	Yes	Yes	No	No
Heat retention in wind over 5 m/s	Yes	Yes	Yes	No	Yes
Risk of overheating:	No	No	No	Yes	No (has emergency shut off)
Pot capacity	1.0 L (or other)	2.1 (or other)	2.1 / 1.7 L (or other)	1.5 L	1.7 L
Multifuel capacity	No	No	Yes	No	No
Interchangeable pots and pans	Yes	Yes	Yes	No	No
Included in purchase	Cook pot Fry pan / lid Windshield Pot Grip Burner	Cook pot Fry pan / lid Windshield Pot Grip Burner Insulated case	Cook pot Fry pan / lid Windshield Pot Grip Burner Insulated case	Cook pot Cozy Lid Burner	Cook pot Lid Burner
Minimum trail weight: stove / pot	390 g	482 g	528 / 485 g	539 g	567 g
Packed weight with accessories and fuel to boil 26 L	1098 g	1075 g	1190 / 1070 g	1276 g	1302 g
Retail price	\$90	\$190	\$110/\$124	\$120	\$150

PRIMUS AB Design and quality in Sweden since 1892

Tabulka 1: porovnání systémů firem MSR, Jetboil a Primus

3 Sdílení tepla

3.1 Základním pojmy

teplotní pole, funkce prostorových souřadnic a času popisující rozdělení teploty jako:

$$T = T(x, y, z, \tau) \quad (3.1.1)$$

izotermická plocha, je množina bodů o stejné teplotě v prostoru a čase

teplotní gradient, maximální kladná změna teploty ve směru normály k izotermické ploše

$$\text{grad}T = \frac{dT}{dn} \quad (3.1.2)$$

teplotní spád, je maximální záporná změna teploty ve směru normály k izotermické ploše

tepelný tok, množství tepla procházející specifikovaným povrchem za jednotku času

$$\bar{Q} = \frac{dQ}{dS} \quad (3.1.3)$$

plošná hustota tepelného toku, tepelný tok jednotkovou rovinnou plochou kolmou ke směru tepelného toku

$$q = \frac{d\bar{Q}}{dS} \quad (3.1.4)$$

3.2 Vedení tepla

Vedení tepla spočívá v přenosu tepla interakcí mezi bezprostředně sousedícími částicemi v daném tělese ve směru klesající teploty. Molekuly o vyšší teplotě a tedy s vyšší energií předávají teplo sousedním molekulám s nižší teplotou. Vedení se uplatňuje především v tuhých látkách a i v tenkých vrstvách tekutin.

Fourierův zákon popisuje vedení tepla tak, že hustota tepelného toku je úměrná teplotnímu gradientu a má směr teplotního spádu. Fourierův zákon můžeme psát ve tvaru

$$q = -\lambda \cdot \text{grad}T, \quad (3.2.1)$$

kde součinitel tepelné vodivosti λ je materiálová konstanta, která může být závislá na teplotě a tlaku. Podle [17] platí pro plošnou hustotu tepelného toku jednoduchou stěnou vztah:

$$q = -\lambda \frac{dT}{dx} = \frac{\lambda}{b} (T_1 - T_2), \quad (3.2.2)$$

kde b je tloušťka stěny a T_1 a T_2 jsou teploty na hranicích vrstev.

Jestliže by byla stěna vícevrstevná (např. zevnějšku eloxovaný hliník a zevnitř vícevrstevný titan),

tak se tepelný tok vrstvami nemění a dostáváme dvě rovnice.

$$q = \frac{b_1}{\lambda_1}(T_1 - T_2) = \frac{b_2}{\lambda_2}(T_2 - T_3) \quad (3.2.3)$$

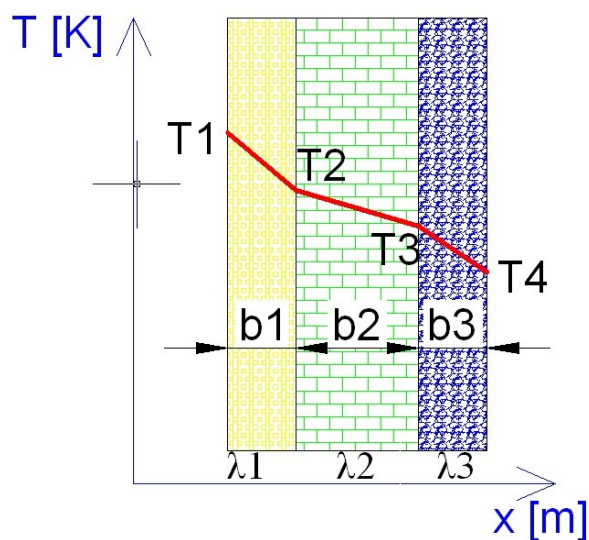
$$q = \frac{b_2}{\lambda_2}(T_2 - T_3) = \frac{b_3}{\lambda_3}(T_3 - T_4) \quad (3.2.4)$$

Sečtením rovnic 3.2.3 a 3.2.4 by nám vypadly teploty T_2 a T_3 dostali bychom vztah:

$$q = \frac{(T_1 - T_4)}{\left(\frac{b_1}{\lambda_1} + \frac{b_2}{\lambda_2} + \frac{b_3}{\lambda_3}\right)} \quad (3.2.5)$$

ze vztahu 3.2.5 jednoduše odvodíme obecný vztah:

$$q = \frac{(T_s - T_f)}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{b_i}{\lambda_i}\right)} \quad (3.2.6)$$



Obrázek 7: Stacionární jednorozměrné vedení tepla neohraničenou složenou rovinnou deskou

Prostupuje-li teplo válcovou stěnou, není hodnota tepelného toku prostupujícího kolmo na osu válce konstantní, protože se mění poloměr elementární stěny r o tloušťce dr a tudíž se mění i plocha elementární stěny. Proto se v případě válcové plochy zavádí délková hustota tepelného toku, což je množství tepla, které projde jednotkou délky elementární válcové vrstvy za jednotku času.

$$q_l = \frac{Q}{(l \cdot \tau)} \quad (3.2.7)$$

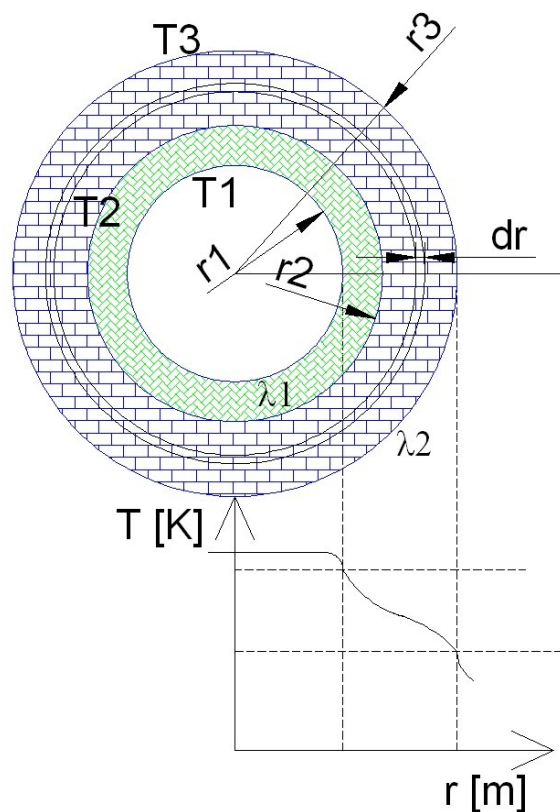
ze vzorce 3.2 7 pro celkové teplo prošlé stěnou platí:

$$Q = q \cdot S_v \cdot \tau = -\lambda \frac{dT}{dr} \cdot 2\pi \cdot r \cdot l_{v.p.} \cdot \tau \quad (3.2.8)$$

S_v je povrch válcové plochy, $l_{v.p.}$ její délka a r poloměr.

složením vztahů 3.2 7 a 3.2 8 dostaneme vztah pro hustotu tepelného toku:

$$q_l = -\lambda \frac{dT}{dr} \cdot 2\pi \cdot r \quad (3.2.9)$$



Obrázek 8: stacionární jednozměrné vedení tepla neohraničenou složenou válcovou stěnou

Po separaci proměnných v rovnici 3.2 9 získáme:

$$q_l \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r} = -\lambda \cdot 2\pi \int_{T_1}^{T_2} dT \quad (3.2.10)$$

a po integraci 3.2 10:

$$q_l = 2\pi\lambda \frac{T_1 - T_2}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (3.2.11)$$

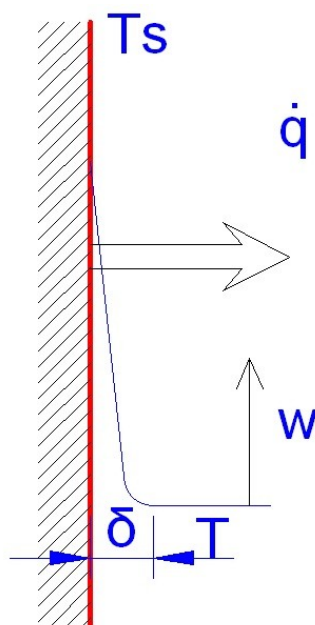
Jestliže by byla válcová stěna složená z více vrstev, tak bychom postupovali stejně jako složené desky a vzorec odvodíme:

$$q_l = \frac{2\pi(T_s - T_f)}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{\lambda_i} \cdot \ln \frac{r_{i+1}}{r_i} \right)} \quad (3.2.12)$$

3.3 Proudění

Sdílení tepla prouděním je mechanismus, při kterém je tok tekutin kombinován s mikroskopickým pohybem částic podmiňujícím vedení tepla. Přenos tepla prouděním se uplatňuje především mezi pevnou stěnou a proudící tekutinou, v našem případě spalinami. Jestliže pohyb spalin je vyvolán vztlakovými silami podmíněnými nerovnoměrným rozdělením teploty, mluvíme o samovolném proudění.

Proudění může být laminární, při kterém se velmi tenké vrstvy posouvají jedna po druhé bez přenosu částic mezi těmito vrstvami a nebo turbulentní, charakterizované přechodem částic mezi vrstvami provázeným výměnou kinetické energie a projevující se vznikem vírových elementů v tekutině.



Obrázek 9: termokinetická mezní vrstva při přenosu tepla prouděním

Hustota tepelného toku sdíleného prouděním mezi tekutinou a pevnou teplosměnnou stěnou je

vyjádřena vztahem 3.3.1.

$$q = \alpha(T_s - T) \quad (3.3.1)$$

T_s je teplota teplosměnného povrchu a T je teplota tekutiny mimo termokinetickou mezní vrstvu o tloušťce δ , α je součinitel přestupu tepla, který je složitou funkcí materiálových vlastností tekutiny, veličin charakterizujících proudění tekutiny, geometrického uspořádání proudu tekutiny, teplosměnné plochy a dalšími veličinami. Analytické vyjádření této funkce je složité i při uplatnění zjednodušených předpokladů, a proto se výpočet α v konkrétních případech provádí matematicko-experimentální metodou opírající se o teorii geometrické, hydrodynamické a termokinetické podobnosti. Výsledkem tohoto postupu jsou bezrozměrné výrazy, podobnostní kritéria.

Bezrozměrným kritériem, který nám pomůže určit velikost α je Nusseltovo kritérium

$$Nu = \alpha \frac{l}{\lambda} \quad (3.3.2)$$

l je charakteristický rozměr a λ je součinitel tepelné vodivosti tekutiny. Pro výpočet α bude nutné určit hodnotu Nusseltova čísla pomocí dalších podobnostních kritérií. U přirozené konvekce se používá výpočet Grashofova kritéria, které vyjadřuje podobnost volného proudění tekutin v gravitačním poli, způsobeného rozdílem teplot v mezní vrstvě tekutiny a v jejím jádru.

$$Gr = \frac{g \cdot l^3 \cdot \Delta T \cdot \gamma}{\nu^2} \quad (3.3.3)$$

Grashofovo kritérium představuje poměr sil vzlakových, setrvačných a třecích a je určujícím kritériem pro volné proudění. ΔT je rozdíl teplot povrchu a tekutiny (spalin), g gravitační zrychlení, ν kinematická viskozita a γ je součinitel objemové teplotní roztažnosti:

$$\gamma = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right) \quad (3.3.4)$$

Roztažnost ideálního plynu je lineární, přičemž součinitel objemové roztažnosti je pro všechny plyny (pokud je lze považovat za ideální) stejný a je roven $\gamma = 0,003661 \text{ K}^{-1}$.

Dalším kritériem, které potřebujeme je hodnota bezrozměrného Rayleighova kritéria Ra . To nám poslouží k zjištění charakteru proudění.

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (3.3.5)$$

Pro vertikálně orientovaný povrch platí, že pokud je $Ra > 10^8$, jde o proudění turbulentní a pokud je

$Ra < 10^{10}$, jde o proudění laminární. Pr je Prandtlovo číslo, které se vypočítá podle vzorce:

$$Pr = \frac{\nu}{a}, \quad (3.3.6)$$

kde a je součinitel teplotní vodivosti daný vzorcem:

$$a = \frac{\lambda}{(\rho \cdot c_p)}, \quad (3.3.7)$$

kde λ je součinitel tepelné vodivosti, ρ hustota a c_p je měrná tepelná kapacita izobarická.

Dynamická viskozita η je dána součinem kinemtické viskozity a hustoty. Pak bude potřebné zjistit o jaké obtékání či proudění jde a v tabulkách [3] najít vztah pro Nusseltovo číslo. Z výše uvedených vztahů vypočítat součinitel přestupu tepla.

4 Sálání

Přenos tepla lze realizovat i způsobem, kdy je teplo přenášeno z jednoho místa na druhé bez zprostředkujícího média a je možno ho uskutečnit i v absolutním vakuu. Přenos zářivé energie je zprostředkován tokem fotonů. Každý foton má energii vyjádřenou vztahem

$$E = h \cdot \nu_f \quad (4.1)$$

h je Planckova a ν_f frekvence elektromagnetického vlnění souvisejícího s jeho vlnovou délkou λ_v vztahem:

$$\nu_f = \frac{c}{\lambda_v} \quad (4.2)$$

c je rychlost světla ve vakuu. Jako tepelné záření je označováno elektromagnetické vlnění o vlnových délkách v rozmezí $8 \cdot 10^{-7} < \lambda_v < 8 \cdot 10^{-4}$.

Ideální tepelný zářič, který se nazývá černé těleso emituje tepelné záření v množství, které je úměrné čtvrté mocnině absolutní teploty povrchu černého tělesa a které vyjadřuje Stefan-Boltzmanův zákon:

$$I_o = \sigma \cdot T^4 \quad (4.3)$$

I_o je intenzita vyzařování černého tělesa a σ Stefan-Boltzmanova konstanta.

Skutečná tělesa však nejsou absolutně černá a jejich intenzita vyzařování je menší a dána vztahem:

$$I_{oe} = \varepsilon \cdot I_o \quad (4.4)$$

Emisivita ε je materiálová proměnná, která závisí na teplotě a kvalitě povrchu vyzařujícího tělesa. ε se pohybuje v rozmezí $0 < \varepsilon < 1$ u skutečného tělesa

5 Hoření

Jak uvádí [4], je hoření chemický pochod slučování paliva a okysličovadla, který probíhá s intenzivním uvolňováním tepla, jež působí prudké nárazové stoupání teploty reagující směsi. Okysličovadlem je taková látka, která buď obsahuje nebo může uvolnit atomový kyslík, ve většině případů je jím atmosférický vzduch.

Naproti tomu palivo obsahuje nebo může uvolňovat elementární hořlavou látku v atomárním stavu a v našem případě je jím uhlík s vodíkem.

Důležité pro naše výpočty bude zjistit objem spalin a spalné teplo paliva. V laboratorních podmínkách jím bude zemní plyn a v terénu by jím byla směs propan butanu.

5.1 Zemní plyn

Zemní plyn je směs různých plynů a dalších příměsí. Na jeho složení, má vliv mnoho faktorů, mezi něž patří zejména zdroj (ložisko), poměr množství různých druhů zemního plynu dodávaných do daného místa plynovodní sítě z různých ložisek a způsob úpravy zemního plynu v místě těžby a závodu pro jeho úpravu. Složení zemního plynu se může tedy dosti měnit, a to nejen v závislosti na místě, ale i na čase. Z tohoto důvodu nelze stanovit fyzikálně-chemické, požárně technické a do určité míry biologické vlastnosti zemního plynu pro obecný zemní plyn. Tyto vlastnosti lze vypočítat ze znalosti složení zemního plynu a vlastností jednotlivých složek. Pro běžnou technickou praxi však ve většině případů postačuje používat hodnoty vlastností metanu, který je i u tzv. lehkých plynů (zemní plyn typu L) výrazně převažující složkou. Orientačně lze říci, že zemní plyn se skládá z:

88 - 95 % metanu

2 - 6 % ostatních uhlovodíkových plynů (etan, etylén, propan atd.)

0,1 - 10 % inertních plynů (dusík, oxid uhličitý).

Ostatní složky, jakými jsou vyšší alifatické uhlovodíky, aromatické a cyklické uhlovodíky,

sloučeniny síry (merkaptany, sulfidy), alkoholy atd., se vyskytují pouze ve velmi malých množstvích. Pro vlastnosti zemního plynu jsou tedy rozhodující vlastnosti metanu.

5.2 Směs propan-butanu

Zkapalněný uhlovodíkový plyn je název pro směsi uhlovodíků obsahujících převážně propan a butan. V poslední době se pro něj v předpisech a odborné literatuře začala používat mezinárodní zkratka LPG (Liquefied Petrol Gas, tj. zkapalněný ropný plyn).

Propan i butan jsou za normálních podmínek plyny těžší než vzduch. Jsou hořlavé, bez barvy, bez zápachu a nekorozivní. Z chemického pohledu jsou třetím a čtvrtým členem alifatických, neboli parafinických (nasyčených) uhlovodíků. Jsou dobře rozpustné v alkoholu, éteru, benzenu a trichlormetanu a slabě rozpustné ve vodě. Snadno zkapalňují při běžné atmosférické teplotě. Jsou netoxické, ale mají mírné narkotické účinky na centrální nervovou soustavu, které vedou k depresím.

Směs propanu a butanu se v plynových kartuších pro outdoorové účely nejčastěji prodává v poměrech 20/80 a při teplotách pod bodem mrazu, kdy s teplotou klesne i tlak v nádobě a nebylo by pak možné zajistit dostatečný výkon hořáku, v poměru 30/70.

5.3 Spotřeba vzduchu

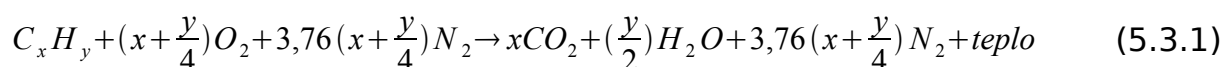
Vzduch je směs plynů podle tabulky 2.

plyn	1 m ³ vzduchu		1 kg vzduchu		M[g/mol]
	m ³	%	kg	%	
kyslík	0,21	21	0,23	23,2	16
dusík	0,78	78	0,75	75,4	14
argon	0,01	1	0,01	1,4	40

Tabulka 2: základní složky vzduchu

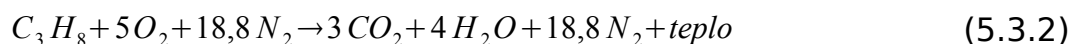
Argon je ve vzduchu inertní plyn, který se neslučuje chemicky s jinými prvky stejně jako dusík při hoření.

Pro obecné spalování uhlovodíků na vzduchu platí podle [5] chemická rovnice:

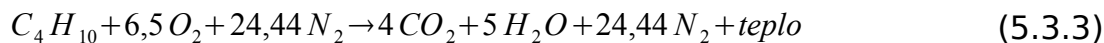


C značí uhlík, H vodík, O₂ kyslík a N₂ dusík.

Pro spalování propanu C₃H₈ by rovnice 5.3.1 vypadala:



a butanu C₄H₁₀:



jeden mol butanu váží podle rovnice látkového množství:

$$n = \frac{m}{M} \Rightarrow m = n \cdot M \quad (5.3.4)$$

$$n_{C_4H_{10}} = 1 \text{ mol}$$

$$M_{C_4H_{10}} = 4 \cdot M_C + 10 \cdot M_H = 4 \cdot 12 + 10 \cdot 1 = 58 \text{ g.mol}$$

$$m_{C_4H_{10}} = 58 \text{ g}$$

podle chemické rovnice při spálení jednoho molu butanu vznikají 4 moly oxidu uhličitého, 5 molů vody, 24,4 molů dusíku a teplo.

$$M_{CO_2} = M_C + 2 \cdot M_O = 12 + 2 \cdot 16 = 44 \text{ g.mol}$$

$$M_{H_2O} = 2 \cdot M_H + M_O = 2 \cdot 1 + 16 = 18 \text{ g.mol}$$

$$M_{N_2} = 2 \cdot M_N = 2 \cdot 14 = 28 \text{ g.mol}$$

$$m_{\text{spalin}} = M_{CO_2} \cdot n_{CO_2} + M_{H_2O} \cdot n_{H_2O} + M_{N_2} \cdot n_{N_2} = 4 \cdot 44 + 5 \cdot 18 + 24,4 \cdot 28 = 949 \text{ g}$$

To znamená, že při spálení jednoho gramu butanu dojde k vytvoření 16,36 gramů spalin. Podobným způsobem bychom došli k spotřebě vzduchu na hoření jednoho gramu propan butanové směsi v poměru 20 na 80 nebo zemního plynu.

V případě, že bychom využili obecných zákonitostí vedoucích z rovnosti molekulárních objemů plynu, dojdeme k jednoduchým lineárním závislostem objemových charakteristik závislých na průměrném uhlíkovém čísle:

$$\bar{n} = \frac{CH_4 + 2C_2H_6 + 3C_3H_8 + \dots}{100} \quad (5.3.5)$$

Za jednotlivé uhlovodíky dosazujeme jejich procentuální zastoupení ve směsi. Pak pro teplotu směsi T=273,16 K a tlak p=101325 Pa budou platit vzorec pro minimální spotřebu kyslíku O₂ na 1 m³ směsi:

$$V_{O_2} = 1,5 \bar{n} + 0,62 \quad (5.3.6)$$

a vzduchu na 1 m³ směsi:

$$V_{vz} = 7,13 \bar{n} + 2,28 \quad (5.3.7)$$

objem oxidu uhličitého V_{CO₂} a vodní páry V_{H₂O} na 1m³ směsi:

$$V_{CO_2} = 1 \bar{n} \quad (5.3.8)$$

$$V_{H_2O} = 1 \bar{n} + 1 \quad (5.3.9)$$

a pro celkový objem spalin V_{celk} na 1m³ směsi:

$$V_{celk} = 7,6 \bar{n} + 2,9 \quad (5.3.10)$$

5.4 Spalné teplo a výhřevnost

Při výpočtu budeme potřebovat znát množství energie, které se při hoření směsi uvolní. Jde o spalné teplo, kde se počítá i s latentní energií vzniklé vodní páry. V našem případě bude vzniklá vodní pára kondenzovat na vnějším povrchu dna jen prvních pár vteřin a pak se znovu odpaří a zahřátý povrch už nedovolí další kondenzaci. Tím se spalné teplo liší od výhřevnosti, kde se počítá se vzniklou vodou v plynném stavu.

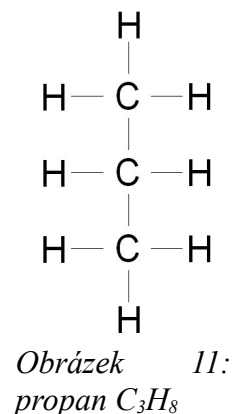
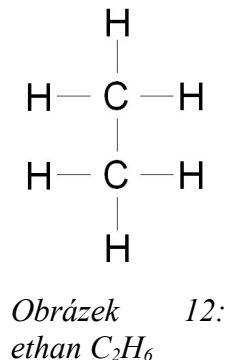
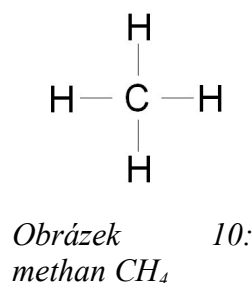
Vycházíme-li od spalného tepla, které předem známe z empirických údajů a které je vyvíjeno prvním členem uhlovodíkové řady (např. methanem v methanové řadě) můžeme snadno získat jednoduchou lineární závislost spalného tepla této řady na uhlovodíkovém čísle \bar{n} . První člen methanové řady má čtyři vazby typu C-H. Každý další člen řady přidává k těmto vazbám ještě methylenovou skupinu CH₂, jež dodatečně dává tři vazby. Jedna je typu C-C a dvě typu C-H. Vznik zmíněných vazeb při vytváření molekuly uhlovodíku vyžaduje určitou spotřebovanou energii (slučovací teplo). Přidáním methylenové skupiny CH₂ dojde podle [4] k navýšení energie o 658,98 kJ.mol⁻¹. Každý uhlovodík této řady, plynný nebo ve stavu páry, uvolňuje spalné teplo:

$$Q_{mol} = Q_{CH_4} + 659(n-1) \quad (5.4.1)$$

z rovnice 5.4.1 převodem dostaneme vzorec pro spalné teplo vztažené na jednotku hmotnosti:

$$Q_{st} = \frac{28869,6 \cdot (11,4 \cdot n + 4)}{(7 \cdot n + 1)} \quad (5.4.2)$$

Strukturní ráz vazeb mezi atomy uhlíku a vodíku v molekulách základních methanových plynů vypadá podle obrázků 10, 11 a 12.



Z [6] uvádíme spalná tepla a výhřevnosti propanu a butanu za různých podmínek

	methan	propan	butan
Měrné teplo C_p ideálního plynu při teplotě 15,6 °C [$\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$]	2,21	1,63	1,64
Měrné teplo C_v ideálního plynu při teplotě 15,6 °C [$\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$]	1,69	1,44	1,49
Spalné teplo reálného plynu při teplotě 15,6 °C a tlaku 1,01325 bar [MJ.m^3]	37,69	95,50	125,72
Spalné teplo kapaliny při teplotě 25 °C a tlaku nasycených par [MJ.kg^{-1}]	-	49,97	49,13
Výhřevnost reálného plynu při teplotě 15,6 °C a tlaku 1,01325 bar [MJ.m^3]	33,93	87,86	116,03
Výhřevnost kapaliny při teplotě 25 °C a tlaku nasycených par [MJ.kg^{-1}]	-	45,98	45,34

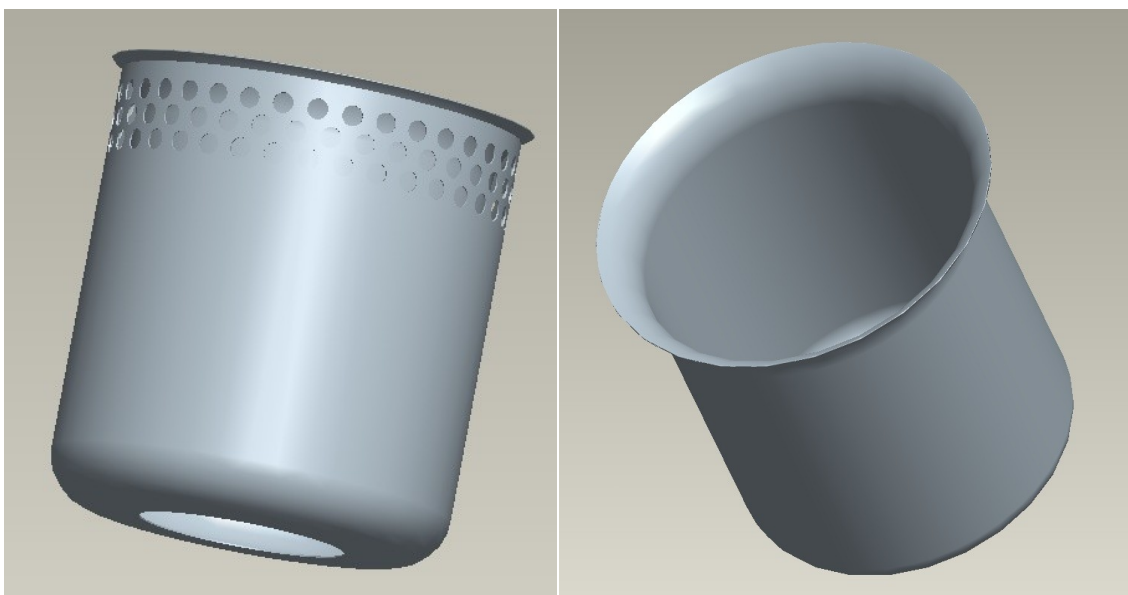
6 Konstrukce

6.1 Výroba hrnce

K výrobě našeho hrnce jsme zakoupili dva nerezové dvouplášťové mlékovary o objemu 1,5 litru. Prvním úkonem bylo vyvrtání děr pro odvod spalin. Po odšroubování držáku a píšťaly jsme hrnec upnuli do sklíčidla na čtvrté ose na CNC frézce MCF1060, kde došlo k vyvrtání 36 děr ve třech řadách nad sebou o poloměru 7 mm. Pohon čtvrté osy zabezpečil rovnoměrné dělení roztečí otvorů stálé řezné podmínky, konstantní otřep směrem dovnitř a tím rovnoměrný přechodový odpor pro odvod plynů po celém obvodu hrnce.

Odfrézování dna proběhlo na téže stroji a to tak, že jsme hrnec pomocí upínek ustavili do svislé polohy dnem nahoru. Do vřetene jsme na místo vrtáku upnuli drážkovací frézu. Interpolací vřetene

po kruhové trajektorii o průměru 70mm jsme odfrézovali střední část dna. Celý obráběcí proces se probíhal při chlazení nástrojů emulgovaným olejem.



Obrázek 13: model našeho hrnce 2 v programu ProE

Obrázek 14: model porovnávacího hrnce 1

Aby bylo možné takto upravený hrnec porovnat s běžným, odebrali jsme z druhého mlékovaru pilou na železo vnější plášť. K hrncům jsme z plechu ručně vystřihli pokličku s otvorem pro měřicí termočlánek nikel-hliník (ANSI kód K).

7 Měření

7.1 Měření spalného tepla a výhřevnosti zemního plynu

K tomuto měření jsme použili Junkersův průtokový kalorimetr, postup a návod jsme získali ze skript [7].

Stanovení spalného tepla a výhřevnosti zemního plynu spočívá v dokonalém spálení odměřeného objemového množství zemního plynu v průtokovém kalorimetru při stálém tlaku spalovaného plynu. Teplo vzniklé spalováním plynu se předává vodě protékající kalorimetrem. Z hmotnostního množství vody proteklé kalorimetrem a z přírůstku její teploty se určí spalné teplo zemního plynu. Výhřevnost vypočítáme ze spalného tepla zmenšeného o výparné teplo vody, které vzniká spálením vodíku paliva.

Spalné teplo Q_s zemního plynu vypočítáme ze vztahu:

$$Q_s = \frac{m_w \cdot c_v \cdot (t_e - t_i)}{V}, \quad (7.1.1)$$

kde m_w je hmotnost vody ohřáté při spálení, V objemového množství zemního plynu, t_e a t_i je teplota vody na výstupu a vstupu a $c_v=4186,8 \text{ J.kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ je měrná tepelná kapacita vody.

Výhřevnost Q_i vypočítáme ze vztahu:

$$Q_i = Q_s - L, \quad (7.1.2)$$

kde L je měrné latentní teplo zkondenzované vlhkosti ze spalin:

$$L = \frac{m_k \cdot l_v}{V}, \quad (7.1.3)$$

kde m_k je množství kondenzátu vzniklé spálením $V_{z.p.}$ a $l_v=2512,08 \text{ kJ.kg}^{-1}$ je měrné výparné teplo vody. Jelikož při následném měření budeme potřebovat spalná tepla pro různé hodnoty tlaku zemního plynu je důležité vypočítat normálové spalné teplo a normálovou výhřevnost jež jsou hodnoty vyjádřené v Joulech na normální krychlový metr (krychlový metr při tlaku $p_n=101325 \text{ Pa}$ a teplotě $T_n=273,15\text{K}$) z kterých pak pomocí vztahů:

$$Q_{sn} = Q_s \cdot F \quad (7.1.4)$$

$$Q_{in} = Q_i \cdot F \quad (7.1.5)$$

vypočítáme hodnoty spalného tepla pro námi používaný tlak plynu. F je přepočtový faktor definovaný jako:

$$F = \frac{p_n \cdot T}{p \cdot T_n} \quad (7.1.6)$$

T je absolutní teplota a p absolutní tlak zemního plynu, který vypočítáme ze vztahu:

$$p = p_b + \Delta p_1 - p_p'' \quad (7.1.7)$$

p_p'' je tlak sytých par, který odečteme z tabulek vodní páry pro teplotu plynu t_p a Δp_1 je přetlak na plynoměru, který vypočítáme z údaje h_1 , který změříme na vodním U-tlakoměru a přetlak vypočítáme ze vzorce:

$$\Delta p_1 = \rho_{H_2O} \cdot g \cdot h_1 \quad (7.1.8)$$

7.1.1 Naměřené hodnoty

měření	t_{i1} [°C]	t_{e1} [°C]	t_{i2} [°C]	t_{e2} [°C]	t_{i3} [°C]	t_{e3} [°C]
1	10,4	22,4	10,3	22,00	10,3	22,00
2	10,4	22,1	10,3	22,00	10,3	22,10
3	10,4	22,2	10,3	22,00	10,3	22,00
4	10,4	22,1	10,3	22,00	10,3	22,10
5	10,4	22,1	10,3	22,00	10,3	22,10
6	10,4	22,1	10,3	22,00	10,3	22,10
7	10,4	22,1	10,3	22,00	10,3	22,10
8	10,4	22,1	10,3	22,00	10,3	22,20
9	10,4	22,1	10,3	22,00	10,3	22,20
10	10,4	22,1	10,3	22,10	10,3	22,10
Δ	10,4	22,1	10,3	22,01	10,3	22,10
sm.odch.	0,0	0,1	0,0	0,03	0,0	0,07

m_k [kg]	0,013	0,016	0,014
m_w [kg]	7,582	7,574	7,496

Δp [Pa]	304,01
p_p [Pa]	2600
p [Pa]	99029,01
T [K]	298,15
T_n [K]	273,15
p_n [Pa]	101325
h_1 [m]	0,031
p_b [Pa]	96800
V [m ³]	0,01

7.1.2 Vzorový výpočet

Zde provedeme vzorový výpočet pro naměřené hodnoty a s použitím vzorců uvedených v kapitole 7.1.

$$Q_s = \frac{m_w \cdot c_v \cdot (t_e - t_i)}{V} = \frac{7,58 \cdot 4186,8 \cdot (22,1 - 10,4)}{0,01} = (3713 \pm 4) \cdot 10^4 [J \cdot m^{-3}]$$

$$p = p_b + \Delta p_1 - p_p' = p_b + \rho_{H_2O} \cdot g \cdot h_1 - p_p' = 96800 + 998,2 \cdot 9,81 \cdot 0,031 - 2600 = (9450 \pm 5) \cdot 10 [Pa]$$

$$Q_{sn} = Q_s \cdot F = \frac{Q_s \cdot p_n \cdot T}{p \cdot T_n} = \frac{(3713 \cdot 10^4) \cdot 101325 \cdot 298,15}{94500 \cdot 273,15} = (4345 \pm 4) \cdot 10^4 [J \cdot m^{-3}]$$

$$L = \frac{m_k \cdot l_v}{V} = \frac{0,013 \cdot 2512080}{0,01} = (32 \pm 1) \cdot 10^5 [J \cdot m^{-3}]$$

$$Q_i = Q_s - L = (371,3 - 32) \cdot 10^5 = (338 \pm 4) \cdot 10^5 [J \cdot m^{-3}]$$

$$Q_{in} = Q_i \cdot F = \frac{Q_i \cdot p_n \cdot T}{p \cdot T_n} = \frac{(338 \cdot 10^5) \cdot 101325 \cdot 298,15}{94500 \cdot 273,15} = (396 \pm 4) \cdot 10^5 [J \cdot m^{-3}]$$

Nás budou hlavně zajímat hodnoty spalného tepla pro tlak plynu při měření účinnosti hrnců. Během měření byly použity tyto absolutní tlaky plynu: $p_1=94592$ Pa, $p_2=94494$ Pa a $p_3=94396$ Pa. Teplota plynu byla naměřena shodně $T=298,15$ K.

Spalné teplo pro tyto tlaky se vypočítá pomocí přepočtového faktoru F, kde hodnoty p_n a T_n vyměníme za hodnoty p_1 a T_1 . Vzhledem k tomu, že T_1 a T se rovnají, tak ze vzorce vypadnou.

$$Q_{s1} = Q_s \cdot F = \frac{Q_s \cdot p_1}{p} = \frac{(3713 \cdot 10^4) \cdot 94592}{94500} = (3716 \pm 4) \cdot 10^4 [J \cdot m^{-3}]$$

$$Q_{s2} = Q_s \cdot F = \frac{Q_s \cdot p_2}{p} = \frac{(3713 \cdot 10^4) \cdot 94494}{94500} = (3713 \pm 4) \cdot 10^4 [J \cdot m^{-3}]$$

$$Q_{s3} = Q_s \cdot F = \frac{Q_s \cdot p_3}{p} = \frac{(3713 \cdot 10^4) \cdot 94396}{94500} = (3709 \pm 4) \cdot 10^4 [J \cdot m^{-3}]$$

7.1.3 Výpočet chyb

Výpočty chyb byly provedeny podle [8]. Výslednou relativní chybu stanovíme pomocí věty o přenosu chyby:

$$\xi_{Q_{sn}} = \sqrt{(\xi_{m_w})^2 + (\xi_V)^2 + (\xi_T)^2 + (\xi_p)^2 + [\xi(t_e - t_i)]^2} \quad (7.1.3.1)$$

ξ je relativní chyba počítaná ve většině případů:

$$\xi = \frac{\delta}{\bar{x}} \quad (7.1.3.2)$$

δ je směrodatná odchylka a \bar{x} je střední hodnota.

Hmotnost m_w byla měřena na vahách se směrodatnou odchylkou $\delta m_w = 1$ g, relativní odchylka ξ_{m_w} je podle vzorce:

$$\xi_{m_w} = \frac{\delta m_w}{m_w} = \frac{0,001}{7,582} = 0,0001$$

Objem zemního plynu byl měřen na plynoměru se směrodatnou odchylkou $\delta V = 0,005$ dm³. Při přihlédnutí chyby lidského faktoru, kdy je nutné ve stejný čas zavřít ventil přívodu ohřáté vody, je

zvětšují na desetinásobek, tedy $\delta V = 0,05 \text{ dm}^3$ relativní odchylka ξV je podle vzorce:

$$\xi V = \frac{\delta V}{V} = \frac{0,00005}{0,01} = 0,005$$

Teplota plynu byla měřena na rtuťovém teploměru se směrodatnou odchylkou $\delta T = 0,05 \text{ K}$, relativní odchylka ξT je podle vzorce:

$$\xi T = \frac{\delta T}{T} = \frac{0,05}{273,15} = 0,0002$$

relativní odchylka absolutního tlaku zemního plynu je dána vzorcem:

$$\xi p = \frac{\sqrt{\delta p_b^2 + \delta \Delta p_1^2 + \delta p_p'^2}}{p_b + \Delta p_1 - \delta p_p''}$$

Absolutní chyba barometru je $\delta p_b = 50 \text{ Pa}$, přetlak plynoměru byl měřen rozdílem výšek U-tlakovoměru s absolutní chybou $\delta \Delta p_1 = g \cdot \rho_{\text{H}_2\text{O}} \cdot 0,0005 = 5 \text{ Pa}$.

$$\xi p = \frac{\sqrt{\delta p_b^2 + \delta \Delta p_1^2}}{p_b + \Delta p_1 - \delta p_p''} = \frac{\sqrt{50^2 + 5^2}}{96800 + 304 - 2600} = 0,0005$$

Relativní chyba rozdílu teplot na výstupu a vstupu získáme pomocí vzorce:

$$\xi(t_e - t_i) = \frac{\sqrt{\delta t_e^2 + \delta t_i^2}}{t_e - t_i}$$

Statistická směrodatná odchylka teploty je $\delta \bar{t}_e = 0,1^\circ \text{C}$ a $\delta \bar{t}_i = 0^\circ \text{C}$, absolutní chyba teploměru je $\delta t = 0,05^\circ \text{C}$. Směrodatná odchylka teploty na výstupu tedy bude:

$$\delta t_e = \sqrt{\delta \bar{t}_e^2 + \delta t^2} = 0,1$$

$$\xi(t_e - t_i) = \frac{\sqrt{\delta t_e^2 + \delta t_i^2}}{t_e - t_i} = \frac{\sqrt{0,1^2 + 0,05^2}}{22,1 - 10,4} = 0,0096$$

Relativní chyba normálového spalného tepla je tedy:

$$\xi Q_{sn} = \sqrt{0,00001^2 + 0,005^2 + 0,0002^2 + 0,0005^2 + 0,0096^2} = 0,0108$$

Relativní chyba měrného latentního tepla, kde $\xi m_k = 0,0384$ a $\xi V = 0,005$ bylo vypočítáno jako v předchozích případech, je:

$$\xi L = \sqrt{(\xi m_k)^2 + (\xi V)^2} = \sqrt{0,0384^2 + 0,005^2} = 0,0387$$

Relativní chyba výhřevnosti bude:

$$\xi Q_{in} = \sqrt{(\xi m_w)^2 + (\xi V)^2 + (\xi T)^2 + (\xi p)^2 + [\xi(t_e - t_i)]^2 + [\xi(Q_s - L)]^2}$$

$\xi(Q_s - L)$ se spočítá podle vzorce:

$$\xi(Q_s - L) = \frac{\sqrt{\delta Q_s^2 + \delta L^2}}{Q_s - L} = \frac{\sqrt{(4 \cdot 10^4)^2 + (10^5)^2}}{(371,3 - 32) \cdot 10^5} = 0,0032$$

$$\xi Q_{in} = \sqrt{0,0001^2 + 0,005^2 + 0,0002^2 + 0,0005^2 + 0,0096^2 + 0,0032^2} = 0,0112 \quad .$$

7.2 Měření účinnosti přenosu tepla

7.2.1 Příprava měření

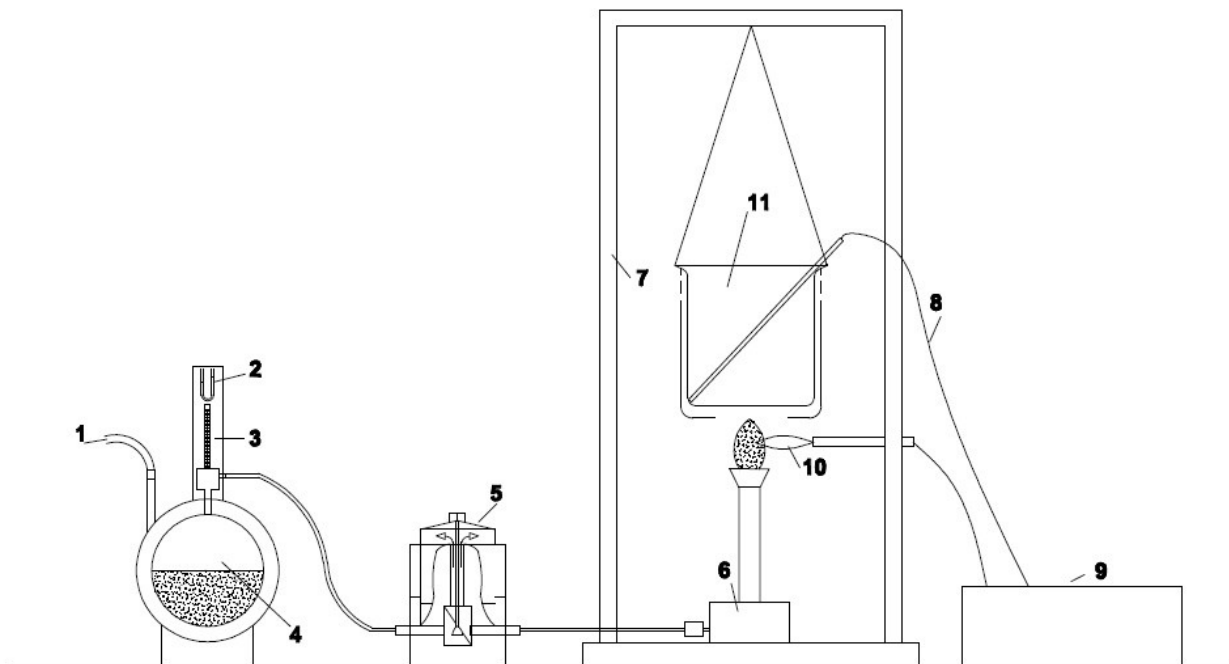
Měření probíhalo v učebně laboratorních praktik. Jako zdroj tepla byl použit kahan na zemní plyn, jehož výhřevnost a spalné teplo jsme změřili na přístroji Jankalor. Před přívodem do laboratorního plynoměru je plyn regulován zvonovým regulátorem tlaku.

Nádoba byla zavěšena pomocí kovového drátu na stojan. K měření teploty vody jsme použili termočlánek nikl-hliník (ANSI kód K) a k teplotě plamene a spalin termočlánek nikl-chrom připojený na ADAM5000E s možností ukládat hodnoty do souboru. Jako pomocný teploměr k měření vody před zavěšením nádoby jsme použili přístroj ALMEMO 2290-3 s termočlánekem Pt 100-1. Hmotnost vody a hrnců byla změřena na váze s přesností 1g.

7.2.2 Měření

Po sestavení podle obrázku 15 jsem otočili ventilem přívodu zemního plynu a zapálili kahan. Následně byl zredukován tlak plynu přívodním ventilem na požadovanou hodnotu. Poté jsme provedli korekci vah a změřili hmotnost prázdného hrnce se záchytným drátem a následně naplněného vodou naměřenou odměrným válcem, měřený objem jsme si zvolili jako jeden litr. Hrncem jsme zavěsili na stojan a vložili do něj termočlánek nikl-hliník a zakryli pokličkou. Pak jsme spustili zapisování hodnot do souboru a současně vložili kahan pod hrncem a zapsali stav na plynoměru. Přisunuli jsme termočlánek nikl-chrom k plameni a v dalších měření na různá místa hrnce, abychom dostali představu o teplotním poli kolem hrnce. Jakmile teplota vody dosáhla teplot 50°C, 90°C a 100°C byl zaznamenán stav plynoměru. V čase měření byl naplněn a zvážen druhý hrncem. V momentě, kdy teplota vody dosáhla teploty 100°C bylo měření ukončeno a kahan

odstaven. Z hrnce jsme vyndali termočlánek, sejmuli pokličku a změřili hmotnost hrnce s vodou. Vodu jsme vylili a hrnec nechali chladit proudem studené vody. Měření se opakovalo třikrát pro každý hrnec a poté jsme zregulovali výkon hořáku na cca 85% a 65%.



Obrázek 15: 1-přívod plynu, 2-U tlakoměr, 3-teploměr, 4-laboratorní plynoměr, 5-zvonový regulátor tlaku, 6-kahan, 7- stojan, 8-termočlánek nikl-hliník, 9-ADAM5000E, 10-termočlánek nikl-chrom, 11-hrnec

7.2.3 Výpočtové vztahy

Jako zdroj tepla byl použit bunsenův kahan na zemní plyn, který za jedno měření dodal energii:

$$Q_{d.t.} = V_{z.p.} \cdot Q_{sl} \quad (7.2.3.1)$$

jestliže budeme uvažovat, že se při ohřívání vody do teploty vody 50°C a 90°C nebude odpařovat žádná voda, je teplo hrncem přijaté dáno vztahem:

$$Q_{p_{50^{\circ}\text{C};90^{\circ}\text{C}}} = m_v \cdot c_v \cdot (t_{(50^{\circ}\text{C};90^{\circ}\text{C})} - t_s) \quad (7.2.3.2)$$

Tato idealizace nemůže být správná, výpočet $Q_{p_{50^{\circ}\text{C};90^{\circ}\text{C}}}$ slouží jen jako pomocný srovnávací. Navíc

není možné s jistotou prokázat, že voda v celém objemu má tuto teplotu. Pro celkové přijaté teplo platí vzorec:

$$Q_p = m_v \cdot c_v \cdot (t_f - t_s) + L_{v.v.} \quad (7.2.3.3)$$

účinnost hrnce se započítaným latentním teplem se vypočítá ze vzorce:

$$\eta_{l.t.} = \frac{Q_p}{Q_{d.t.}} \quad (7.2.3.4)$$

a bez latentního tepla:

$$\eta_{b.l.t.} = \frac{(Q_p - L_{v.v.})}{Q_{d.t.}} \quad (7.2.3.5)$$

7.2.4 Naměřené a vypočtené hodnoty pro hrnec 1

hrnec 1	přetlak plynu=392 Pa			přetlak plynu=294 Pa			přetlak plynu=196 Pa		
měření	1	2	3	1	2	3	1	2	3
m_v [g]	1003	995	1003	1000	997	991	991	1001	1008
$m_{v.v.}$ [g]	12	8	12	4	6	4	4	5	6
t_s [°C]	17,4	17,4	17,0	17,1	18,0	15,8	15,7	16,2	16,7
t_f [°C]	100,0	99,9	100,1	100,1	100,0	100,1	100,1	100,0	100,1
t [s]	782	786	762	934	893	907	1199	1207	1206
$V_{z.p.}$ [dm ³]	19,5	19,8	19,5	19,6	19,6	19,4	19,25	19,5	19,6
$V_{do\ 50^\circ C}$ [dm ³]	7,5	7,6	7,4	7,2	7,1	7,4	7,3	7,0	7,1
$V_{do\ 90^\circ C}$ [dm ³]	17,0	17,0	16,8	16,8	16,6	16,7	16,6	16,6	16,7
$P_{p\u00fcm\u00e9r.\ hof\u00e1ku}$ [W]	926,6	936,1	950,9	779,2	814,9	794,2	595,5	599,2	602,8
$Q_{d.t.}$ [kJ]	724,6	735,8	724,6	727,7	727,7	720,3	714,0	723,3	727,0
Q_p [kJ]	346,9	343,7	349,0	347,5	342,3	349,8	350,2	351,2	352,0
$L_{v.v.}$ [kJ]	27,1	18,1	20,3	18,1	18,1	13,5	13,5	13,5	18,1
$\eta_{do\ 50^\circ C}$ [%]	49,1	48,1	50,4	51,5	51,0	51,6	52,9	54,6	53,4
$\eta_{do\ 90^\circ C}$ [%]	48,3	47,9	49,1	48,9	48,8	49,6	50,2	50,4	49,9
$\eta_{l.t.}$ [%]	47,87	46,71	48,16	47,75	47,03	48,56	49,05	48,56	48,42
$\eta_{b.l.t.}$ [%]	44,1	44,3	45,4	45,3	44,6	46,7	47,2	46,7	45,9

	přetlak plynu=392 Pa			přetlak plynu=294 Pa			přetlak plynu=196 Pa		
$\Delta\eta_{do\ 50^\circ C}$ [%]	49,2	σ	1,2	51,4	σ	0,3	53,6	σ	0,8
$\Delta\eta_{do\ 90^\circ C}$ [%]	48,4	σ	0,6	49,1	σ	0,5	50,2	σ	0,2
$\Delta\eta_{l.t.}$ [%]	47,6	σ	0,8	47,8	σ	0,8	48,7	σ	0,3
$\Delta\eta_{b.l.t.}$ [%]	44,6	σ	0,7	45,5	σ	1,1	46,6	σ	0,6

7.2.5 Naměřené a vypočtené hodnoty pro hrnec 2

hrnec 2	přetlak plynu=392 Pa			přetlak plynu=294 Pa			přetlak plynu=196 Pa		
měření	1	2	3	1	2	3	1	2	3
m_v [g]	991	988	997	987	997	991	989	999	995
$m_{v.v.}$ [g]	12	8	9	8	8	6	6	6	8
t_s [°C]	17,9	16,3	17,8	16,2	16,7	17,5	14,7	16,8	16,7
t_f [°C]	100,9	100,1	100,1	100,1	100,1	100,1	100,1	100,1	100
t [s]	649	638	639	766	763	737	982	973	965
$V_{z.p.}$ [dm ³]	16,00	16,00	16,00	16,00	16,00	15,80	15,90	15,70	15,60
$V_{do\ 50^\circ C}$ [dm ³]	6,40	6,50	6,70	6,40	6,50	6,20	6,25	6,20	5,90
$V_{do\ 90^\circ C}$ [dm ³]	13,80	14,00	14,00	13,90	14,00	13,30	13,80	13,20	13,50
$P_{p\acute{u}m\acute{e}r.\ hof\acute{a}ku}$ [W]	916,1	931,9	930,5	775,6	778,6	796,0	600,5	598,5	599,6
$Q_{d.t.}$ [kJ]	594,6	594,6	594,6	594,1	594,1	586,7	589,7	582,3	578,6
Q_p [kJ]	344,4	346,6	343,5	346,7	348,1	342,7	353,6	348,4	347,0
$L_{v.v.}$ [kJ]	27,1	18,1	20,3	18,1	18,1	13,5	13,5	13,5	18,1
$\eta_{do\ 50^\circ C}$ [%]	56,0	57,7	54,0	58,8	57,6	58,6	63,1	60,4	63,4
$\eta_{do\ 90^\circ C}$ [%]	58,3	58,6	57,9	59,1	58,9	60,9	60,9	62,5	61,0
$\eta_{i.t.}$ [%]	57,92	58,30	57,78	58,36	58,60	58,42	59,96	59,83	59,97
$\eta_{b.i.t.}$ [%]	53,4	55,3	54,4	55,3	55,6	56,1	57,7	57,5	56,9

	přetlak plynu=392 Pa			přetlak plynu=294 Pa			přetlak plynu=196 Pa		
$\Delta\eta_{do\ 50^\circ C}$ [%]	55,9	σ	1,9	58,3	σ	0,6	62,3	σ	1,6
$\Delta\eta_{do\ 90^\circ C}$ [%]	58,3	σ	0,3	59,6	σ	1,1	61,5	σ	0,9
$\Delta\eta_{i.t.}$ [%]	58,0	σ	0,3	58,5	σ	0,1	59,9	σ	0,1
$\Delta\eta_{b.i.t.}$ [%]	54,3	σ	1,0	55,7	σ	0,4	57,3	σ	0,4

7.2.6 Výpočet chyb

Výslednou relativní chybu stanovíme pomocí věty o přenosu chyby:

$$\xi_{\eta_{i.t.}} = \sqrt{(\xi m_v)^2 + (\xi V)^2 + (\xi Q_s)^2 + [\xi(t_f - t_s)]^2 + (\xi st.)^2} \quad (7.2.6.1)$$

hmotnost m_w byla měřena na vahách se směrodatnou odchylkou $\delta m_w = 1\text{g}$, relativní odchylka ξm_w je podle vzorce:

$$\xi m_w = \frac{\delta m_w}{m_w} = \frac{0,001}{1} = 0,001 \quad ,$$

objem zemního plynu byl měřen na plynoměru se směrodatnou odchylkou $\delta V = 0,005\text{dm}^3$, ale ze stejných důvodů jako u měření spalného tepla jej zvětšují na desetinásobek, tedy $\delta V = 0,05\text{dm}^3$

relativní odchylka ξV je podle vzorce:

$$\xi V = \frac{\delta V}{V} = \frac{0,00005}{0,019} = 0,0026$$

$\xi Q_s = 0,0108$ bylo již spočítáno a teplota byla měřena termočlánkem s relativní chybou 0,0075 a proto je relativní chyba $\xi (t_f - t_s) = 0,0106$. Relativní chyba statistická se vypočítá podle vzorce:

$$\xi_{st.} = \frac{\delta}{\bar{x}} \quad (7.2.6.2)$$

$$\xi_{\eta_{l.t.}} = \sqrt{(0,001)^2 + (0,0026)^2 + (0,0108)^2 + (0,0106)^2 + (0,0047)^2} = 0,0161$$

Relativní chyba je počítána v každém měření zvlášť.

7.2.7 Vyhodnocení a výsledky měření

Z našich naměřených hodnot a následných výpočtů vyplývá, že účinnost přenosu tepla se vhodnou konstrukční úpravou zvýšila řádově o deset procent. Je zde také vidět určitá, přestože není výrazná, závislost účinnosti na výkonu kahanu a to zvyšující se účinnost se snižujícím se výkonem. Účinnosti měřené a spočítané při ohřevu vody do teploty 50°C a 90°C sice zanedbávají výpar vody do těchto teplot, ale jestliže přihlédneme k tomu, že zanedbání je pro všechny případy téměř stejné, tak domněnku závislosti účinnosti na výkonu potvrzují. Vzhledem k malému počtu měření a malému rozpětí výkonu kahanu není objektivně možné popsat závislost rovnicí.

Účinnost $\Delta\eta_{l.t.}$ by měla být z hlediska výpočtu nejpřesnější, ale bohužel nebylo možné zajistit stejné podmínky při měření vypařené vody, ta kondenzovala na pokličce a při jejím sejmutí, ale pravděpodobně i během měření, odkapávala zpět. Proto byla odchylka mezi naměřenou hmotností vypařené vody větší, než se původně očekávalo. Z hlediska případného dalšího měření by bylo zajímavé zjistit hodnoty z bez pokličky.

hmec 1	$\Delta p=392 \text{ Pa}; P=926 \text{ W}$			$\Delta p=294 \text{ Pa}; P=783 \text{ W}$			$\Delta p=196 \text{ Pa}; P=600 \text{ W}$		
$\Delta\eta_{do 50^\circ\text{C}} [\%]$	49	±	1	51,4	±	0,9	54	±	1
$\Delta\eta_{do 90^\circ\text{C}} [\%]$	48	±	1	49,1	±	0,9	50,2	±	0,8
$\Delta\eta_{l.t.} [\%]$	48	±	1	47	±	1	48,7	±	0,8
$\Delta\eta_{b.l.t.} [\%]$	45	±	1	46	±	1	46,6	±	0,9

hmec 2	$\Delta p=392 \text{ Pa}; P=926\text{W}$			$\Delta p=294 \text{ Pa}; P=783\text{W}$			$\Delta p=196 \text{ Pa}; P=600\text{W}$		
$\Delta\eta_{\text{do } 50^\circ\text{C}} [\%]$	56	\pm	2	58	\pm	1,0	62	\pm	2,0
$\Delta\eta_{\text{do } 90^\circ\text{C}} [\%]$	58	\pm	1	60	\pm	1,0	62	\pm	1,0
$\Delta\eta_{\text{l.t.}} [\%]$	58,0	\pm	0,9	58,5	\pm	0,9	59,9	\pm	0,9
$\Delta\eta_{\text{b.l.t.}} [\%]$	54	\pm	1	56	\pm	1,0	57	\pm	1,0

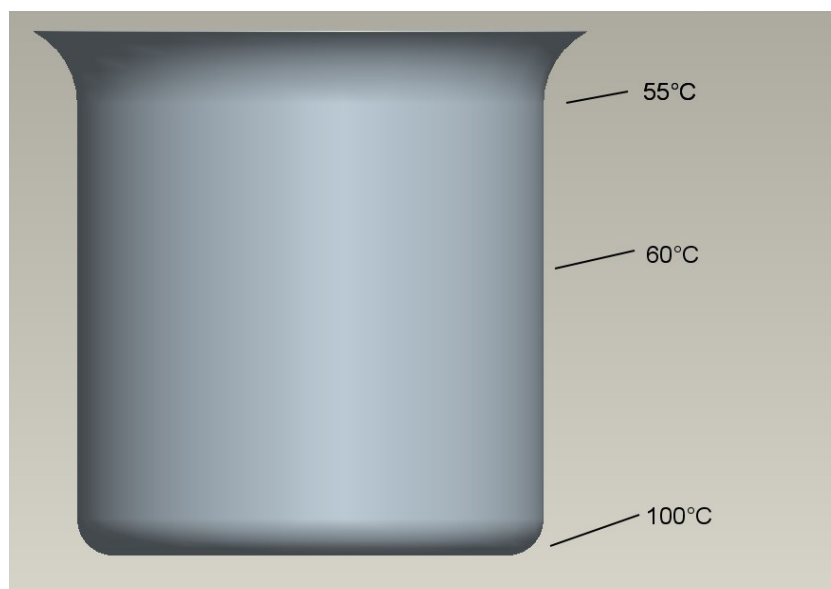
Porovnání rozdílů účinností hrnce 2 a 1 v tabulce:

	$\Delta p=392 \text{ Pa}; P=926\text{W}$	$\Delta p=294 \text{ Pa}; P=783\text{W}$	$\Delta p=196 \text{ Pa}; P=600\text{W}$
$\Delta\eta_{\text{do } 50^\circ\text{C}} [\%]$	7	7	9
$\Delta\eta_{\text{do } 90^\circ\text{C}} [\%]$	10	11	11
$\Delta\eta_{\text{l.t.}} [\%]$	10	11	11
$\Delta\eta_{\text{b.l.t.}} [\%]$	10	10	11

8 Analýza přestupu tepla

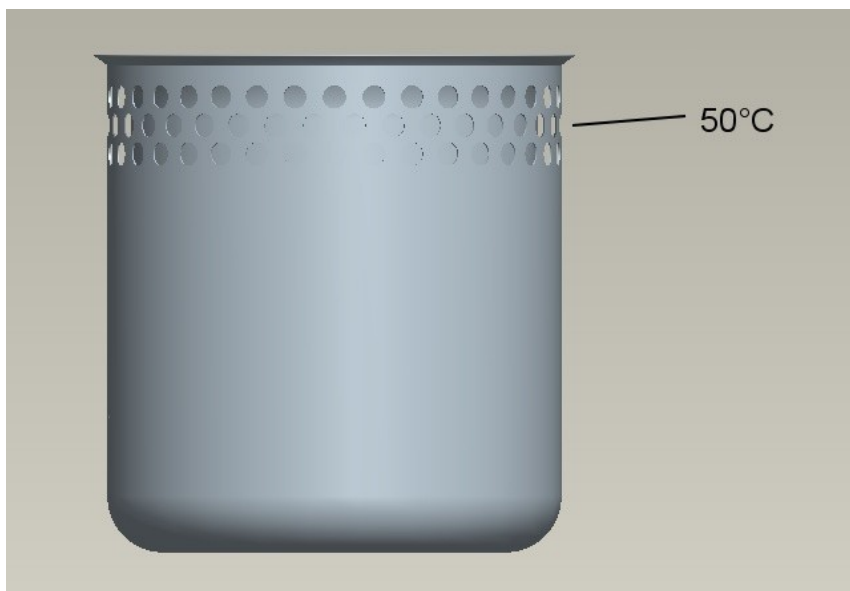
8.1 Určení teploty plamene

Teplotu spalin na plášti hrnců jsme měřili termočlánkem nikl-chrom. Vzhledem ke konstrukci hrnce 2 bylo možné změřit teplotu spalin jen na vstupu do mezipláští a na výstupu.

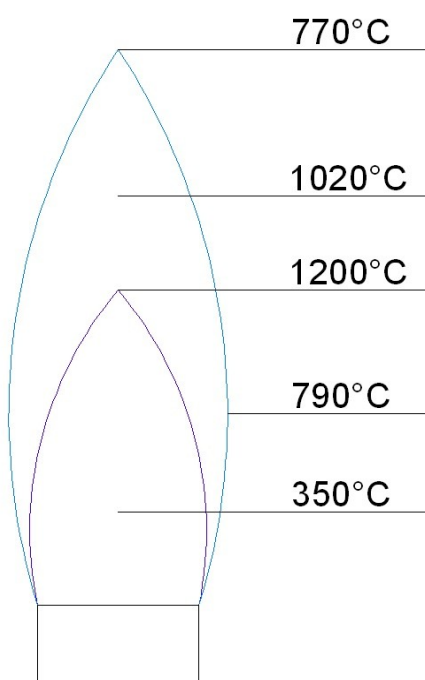


Obrázek 16: teploty spalin na obvodu pláště hrnce 1

Na špičce plamene bunsenova kahanu byla naměřena teplota 770°C tuto hodnotu budeme brát jako výstupní. Pravděpodobné rozdělení teploty plamene je na obrázku 18.



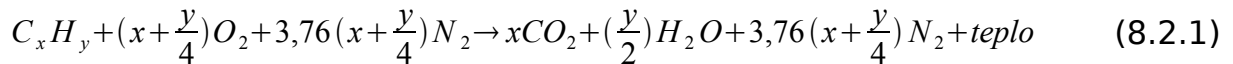
Obrázek 17: teplota spalin na výstupu u hrnce 2



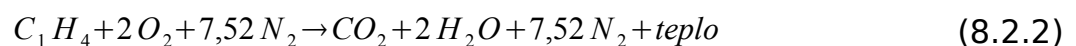
Obrázek 18: teploty plamene

8.2 Výpočet tepelného toku

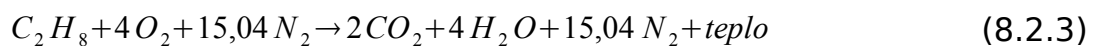
Určení hodnot pro výpočet součinitele přestupu tepla komplikuje fakt, že spaliny se skládají z několika složek daných rovnicí:



Samotný zemní plyn je složen, kromě methanu, i z jiných uhlovodíků a inertních plynů. Budeme uvažovat 95% zastoupení methanu a 5% zastoupení ethanu. Stechiometrická rovnice spalování methanu bude platit rovnice:



a pro ethan:



Hmotnostní zlomek jednotlivých částí spalin bude podíl molární hmotnosti celku ku jednotlivým složkám:

$$\text{oxid uhličitý } w_{CO_2} = 0,151$$

$$\text{dusík } w_{N_2} = 0,725$$

$$\text{vodní pára } w_{H_2O} = 0,124$$

Pro střední teplotu spalin na podstavě 435°C a střední teplotu spalin na plášti hrnce 80°C jsou hodnoty hodnoty měrného objemu pro jednotlivé složky vypočítány interpolací z tabulek [3] a [9]. Pro vodní páru najdeme měrný objem v tabulkách [10], u vodní páry při 80°C počítáme s měrným objemem při 100°C.

	$\rho_{435^\circ\text{C}} [\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$	$v_{435^\circ\text{C}} [\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}]$	$\rho_{80^\circ\text{C}} [\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$	$v_{80^\circ\text{C}} [\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}]$	$c_{p(435^\circ\text{C})} [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$	$c_{p(80^\circ\text{C})} [\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$
CO ₂	0,506	1,978	0,587	1,704	3877	2812
N ₂	0,750	1,333	0,767	1,304	1733	1695
H ₂ O	0,306	3,265	0,590	1,696	5125	2509

Tabulka 3: hustoty, měrné objemy a měrné izobarické tepelné kapacity jednotlivých složek při tlaku 0,1MPa

objemová koncentrace w_i jednotlivých složek při teplotě 435°C bude:

$$\text{oxid uhličitý } w_{iCO_2} = 0,179$$

$$\text{dusík } w_{iN_2} = 0,579$$

vodní pára $w_{\text{H}_2\text{O}} = 0,242$

a při teplotě 80°C:

oxid uhličitý $w_{\text{CO}_2} = 0,182$

dušík $w_{\text{N}_2} = 0,669$

vodní pára $w_{\text{H}_2\text{O}} = 0,149$

Pro hustotu spalin platí podle [11] vzorec:

$$\rho_s = \sum \left(\frac{w_i}{v} \right) \quad (8.2.4)$$

v je měrný objem.

Pro teplotu 435°C bude hustota spalin $\rho_s = 0,599 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ a pro teplotu 80°C $\rho_s = 0,708 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$.

Měrnou tepelnou kapacitu izobarickou spalin vypočítáme pomocí hodnot v tabulce 3 a vzorce:

$$c_{ps} = \sum w \cdot c_p \quad (8.2.5)$$

Pro teplotu 435°C bude $c_{ps} = 2939 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ a pro teplotu 80°C $c_{ps} = 2092 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$.

Kinematická viskozita spalin se spočítá podle hodnot v tabulce 4 a vzorce:

$$\nu_s = \sum w_i \cdot \nu \quad (8.2.6)$$

	$\lambda_{435^\circ\text{C}} [\text{W}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{m}^{-1}]$	$\nu_{435^\circ\text{C}} \cdot 10^{-6} [\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}]$	$\lambda_{80^\circ\text{C}} [\text{W}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{m}^{-1}]$	$\nu_{80^\circ\text{C}} \cdot 10^{-6} [\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}]$	$w_i [1]$
$\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}$	0,062	63,5	0,029	18,0	0,331
N_2	0,050	64,5	0,029	18,0	0,669

Tabulka 4: součinitele tepelné vodivosti a kinematické viskozity při teplotě 435 a 80°C

Pro teplotu 435°C bude $\nu_s = 64,17 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2\cdot\text{s}^{-1}$ a pro teplotu 80°C $\nu_s = 18 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2\cdot\text{s}^{-1}$. Podobný vzorec je i pro součinitel tepelné vodivosti λ_s . Pro teplotu 435°C bude $\lambda_s = 0,054 \text{ W}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{m}^{-1}$ a pro teplotu 80°C $\lambda_s = 0,029 \text{ W}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{m}^{-1}$.

8.3 Výpočet součinitele přestupu tepla

Vzhledem k tvaru obou hrnců bude nutné výpočet součinitele přestupu tepla rozdělit do dvou částí.

U hrnce 1 i 2 uvažujeme, že spaliny přivedené svisle ze spodu pak obtékají vodorovnou rovinu o rozměrech podstavy hrnce. V tabulkách [3] si najdeme patřičný vzorec pro výpočet Nusseltova čísla:

$$Nu = C \cdot (Pr \cdot Gr)^n \quad (8.3.1)$$

Konstanty C a n ze vztahu pro Nusseltovo číslo doplníme podle tabulky 3.

Pr·Gr	C	n
$< 1 \cdot 10^{-3}$	0,450	0,000
$1 \cdot 10^{-3}$ až $5 \cdot 10^3$	1,180	0,125
$5 \cdot 10^3$ až $2 \cdot 10^7$	0,540	0,250
$2 \cdot 10^7$ až $1 \cdot 10^{13}$	0,135	0,333

Tabulka 5: koeficienty C a n

Pr je Prandtlovo číslo:

$$Pr = \frac{v_s \cdot \rho_s \cdot c_{ps}}{\lambda_s} = \frac{\eta_s \cdot c_{ps}}{\lambda_s} \quad (8.3.2)$$

v_s je kinematická viskozita, ρ_s je hustota, c_{ps} je měrná tepelná kapacita izobarická, λ_s je součinitel tepelné vodivosti a η_s je dynamická viskozita. Dosazením hodnot do rovnice 8.2.2 získáme Prandtlovo číslo pro teplotu 435°C $Pr_{435^\circ\text{C}}=2,09$ a pro teplotu 80°C $Pr_{80^\circ\text{C}}=0,92$

Gr je Grashofovo číslo:

$$Gr = \frac{g \cdot l^3 \cdot \Delta T \cdot \gamma}{v_s^2} \quad (8.3.3)$$

g je gravitační zrychlení, l je určující rozměr, ΔT je rozdíl středních teplot spalin a obtékaného povrchu a γ je součinitel objemové roztažnosti a pro ideální plyn má hodnotu $\gamma = 0,003661 \text{ K}^{-1}$. Pro obtékání spalin podél podstavy pro hrnce 1 i 2 bude určující rozměr $l_{1,2,p}=0,0555\text{m}$, což je poloměr podstavy. Pro obtékání pláště hrnce 1 bude $l_{1,2,pl}=0,09\text{m}$, což je výška, do které sahá hladina ohříváné vody. Rozdíl teplot ΔT je pro obtékání podstavy hrnce 1 i 2 $\Delta T_{1,2,p}=376\text{K}$ a pro obtékání svislého válce a proudění ve štěrbině hrnce 1 i 2 $\Delta T_{1,2,pl}=21\text{K}$.

Po dosazení do vzorce 8.2.3 dostáváme Grashofovo číslo pro obtékání podstavy hrnce 1 i 2 $Gr_{1,2,p}=5,6 \cdot 10^5$. Pro obtékání svislého válce hrnce 1 a proudění v meziplášti hrnce 2 dostaneme $Gr_{1,pl}=1,6 \cdot 10^6$. Z Rayleighova kritéria 3.3.5 je patrné, že jde ve všech případech o proudění laminární.

Pro zjištění konstant C a n vynásobíme $Pr_{1,2,p} \cdot Gr_{1,2,p}=1,17 \cdot 10^6$ a v tabulce 4, že $C=0,54$ a $n=0,25$.

Dosadíme hodnoty do vztahu 8.2.1 a dostaneme Nusseltovo číslo $Nu_{1,2,p}=17,76$

Pro výpočet součinitele přestupu tepla platí:

$$\alpha_{1,2,p} = \frac{Nu_{1,2,p} \cdot \lambda_{1,2,p}}{l_{1,2,p}} \quad (8.3.4)$$

Součinitel přestupu tepla u podstavy obou hrnců bude $\alpha_{1,2,p}=17,28 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$.

U vodorovných desek musíme ještě vynásobit vypočtený součinitel α konstantou, která je pro horní povrch ohřívané plochy 1,3. Takže výsledný součinitel je:

$$\alpha_{p,skut} = \alpha \cdot 1,3 = 22,46 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.3.5)$$

Druhá část pro obtékání pláště hrnce se už bude lišit. U hrnce 1 uvažujeme obtékání svislého válce, pro který je v tabulkách [3] tento vzorec:

$$Nu = 0,59 \cdot Pr^{0,25} \cdot Gr^{0,25}$$

Nusseltovo číslo pro obtékání svislého válce bude $Nu_{1,pl}=20,55$

Stejným způsobem vypočteme součinitel přestupu tepla $\alpha_{1,pl}=6,62 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$.

Proudění podél pláště hrnce 2 nejvíce připomíná proudění ve svislé štěrbině, pro které je Nusseltovo číslo Nu dáno vztahem:

$$Nu = C \cdot (Pr \cdot Gr)^m \quad (8.3.6)$$

a C a m jsou konstanty, které získáme z tabulky 6.

Pr·Gr	C	m
$< 1 \cdot 10^3$	1,000	0,000
$1 \cdot 10^3$ až $1 \cdot 10^6$	1,125	0,300
$1 \cdot 10^6$ až $2 \cdot 10^{10}$	0,400	0,200

Tabulka 6: koeficienty C a m

$$Pr_{1,2,pl} \cdot Gr_{1,2,pl} = 1,47 \cdot 10^6$$

Tato hodnota je na hranici a konstantu C volíme 1,125 a m 0,3.

Nusseltovo číslo dopočítáme ze vztahu 8.2.6 $Nu_{2,pl}=79,68$

součinitel přestupu tepla tedy ze vztahu 8.2.4 bude $\alpha_{2,pl}=25,6 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$.

8.4 Výpočet tepelného toku

K výpočtu tepelného toku bude kromě součinitele přestupu tepla zapotřebí i povrch podstavy a pláště. Ten byl u obou hrnců stejný a to povrch podstavy $A_p = 102\text{cm}^2$ a povrch pláště $A_{pl} = 345\text{cm}^2$. Povrch pláště byl počítán do výšky 90 mm, což je výška, do které dosahuje voda o objemu 1 litr. Poté bylo nutné znát střední teplotu spalin a střední teplotu povrchu hrnce, kterou idealizovaně uvažujeme jako střední hodnotu ohřívání vody. Stejným způsobem zvolíme teplotu spalin podstavy a pláště. Výsledný tepelný tok podstavou obou hrnců bude počítán podle vzorce:

$$Q_{1,2,p} = \alpha_{p,skut} \cdot A_p \cdot (t_{\Delta s} - t_{\Delta h}) \quad (8.4.1)$$

dosadíme:

$$Q_{1,2,p} = 17,28 \cdot 0,0102 \cdot (435 - 59) = 66,27\text{ W}$$

pro tepelný tok pláštěm hrnce 1:

$$Q_{1,pl} = \alpha_{1,pl} \cdot A_{pl} \cdot (t_{\Delta s} - t_{\Delta h}) \quad (8.4.2)$$

dosadíme:

$$Q_{1,pl} = 6,62 \cdot 0,0345 \cdot (79 - 58) = 4,80\text{ W}$$

pro tepelný tok pláštěm hrnce 2:

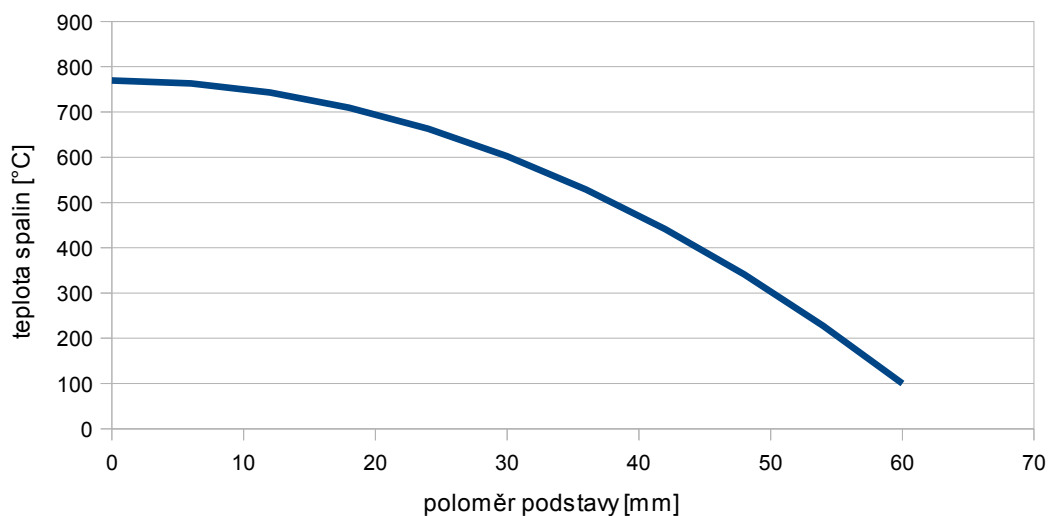
$$Q_{2,pl} = \alpha_{2,pl} \cdot A_{pl} \cdot (t_{\Delta s} - t_{\Delta h}) \quad (8.4.3)$$

dosadíme:

$$Q_{2,pl} = 25,6 \cdot 0,0345 \cdot (79 - 58) = 18,55\text{ W}$$

Celkový tepelný tok prouděním spalin u hrnce 1 by byl 71,07W a u hrnce 2 by byl 84,82W. Tepelný tok by se tedy zvýšil o 19,34%. Vypočtené hodnoty neodpovídají naměřeným výsledkům a jsou přibližně 6x menší. Vzhledem k vývoji teploty na podstavě obou hrnců, kde se teplota zmenší z počátečních 770°C na 100°C musí být součinitel přestupu tepla mnohem vyšší. Pravděpodobně je tomu tak kvůli špatně zvolenému vztahu pro Nusseltovo číslo. Spaliny sice obtékají vodorovnou desku, ale teprve poté co na středu podstavy změní směr o 90°, tato změna musí být jistě spjata s vyšší intenzitou přenosu energie. V práci [12] byla naměřena závislost poměru Nusseltova s Prandtlovým číslem na poměru poloměru ohřívání plochy s průměrem trysky. Tuto závislost využijeme pro přepočítání Nusseltova čísla, součinitele přestupu tepla a následného celkového toku podstavou.

Předpokládáme, že teplota spalin se bude snižovat lineárně s obsahem podstavy, který spaliny obtékají.



Graf 30: průběh teploty spalin na poloměru podstavy

V závislosti na teplotě se nám budou měnit hodnoty kinematické viskozity, hustot, tepelné kapacity izobarické a součinitel tepelné vodivosti spalin a tím i Prandtlovo číslo. Podstavu hrnce si rozdělíme na deset mezikruží, pro teploty v mezikruží spočítáme součinitele přestupu tepla podle vzorce 3.3.2, kde za určující rozměr dosazujeme průměr trysky. Tepelný tok do podstavy hrnce vypočítáme podle vzorce 8.4.1.

t_s [°C]	r/D [1]	$Nu/Pr^{0.4}$ [1]	λ [W.K ⁻¹ .m ⁻¹]	Pr [1]	ν [1]	α [W.m ⁻² .K ⁻¹]	S_m [m ²]	Q [W]
763,3	0,2	70	0,074	2,99	108,50	267,70	0,0001	20,4
743,2	0,4	68	0,073	2,93	104,52	253,24	0,0003	56,1
709,7	0,6	65	0,070	2,83	98,49	231,32	0,0006	81,1
662,8	0,8	60	0,067	2,68	89,03	199,86	0,0008	90,6
602,5	1,0	55	0,063	2,50	79,30	167,45	0,0010	87,4
528,8	1,2	52	0,058	2,27	72,17	140,63	0,0012	76,8
441,7	1,4	50	0,053	2,00	65,99	115,88	0,0015	59,9
341,2	1,6	49	0,046	1,69	60,47	92,74	0,0017	39,5
227,3	1,8	47	0,038	1,34	52,86	67,75	0,0019	17,9
100,0	2,0	45	0,030	0,95	44,09	44,09	0,0021	0,9

Tabulka 7: hodnoty pro výpočet součinitele přestupu tepla a tepelného toku

Výsledný tok podstavou se rovná součtu dílčích toků mezikruží a vychází 530,7W. Což se přiblížilo naměřeným hodnotám. Průměrná hodnota součinitele přestupu tepla celé podstavy byla 115 W.m⁻².K⁻¹.

Na výsledný tok by mohla mít vliv i hodnota tepelné vodivosti materiálu, ze kterého je hrnec vyroben. Jejím nerez s tepelnou vodivostí 16 W.m⁻¹.K⁻¹. Jestliže tepelný tok přestupem tepla podstavou je definován vzorcem 8.4.4

$$Q = A \cdot \alpha \cdot (t_1 - t_2) \quad (8.4.4)$$

tak stejný tok musí být i vedením tepla stěnou podstavy:

$$Q = \frac{A \cdot \lambda \cdot (t_2 - t_3)}{d} \quad (8.4.5)$$

t_1 je teplota spalin, t_2 je teplota povrchu vnější podstavy, t_3 je teplota povrchu vnitřní podstavy a d tloušťka stěny.

Složením rovnic 8.4.4 a 8.4.5 dostaneme vzorec:

$$Q = k \cdot A \cdot (t_1 - t_3) \quad (8.4.6)$$

kde k je celkový součinitel přestupu tepla:

$$\frac{1}{k} = \left(\frac{1}{\alpha} + \frac{d}{\lambda} \right) \quad (8.4.7)$$

Tloušťka stěny je v našem případě 0,5mm. Podíl d ku λ je 278x menší než podíl jedna ku α , a proto můžeme tepelnou vodivost nerez v celkovém toku zanedbat.

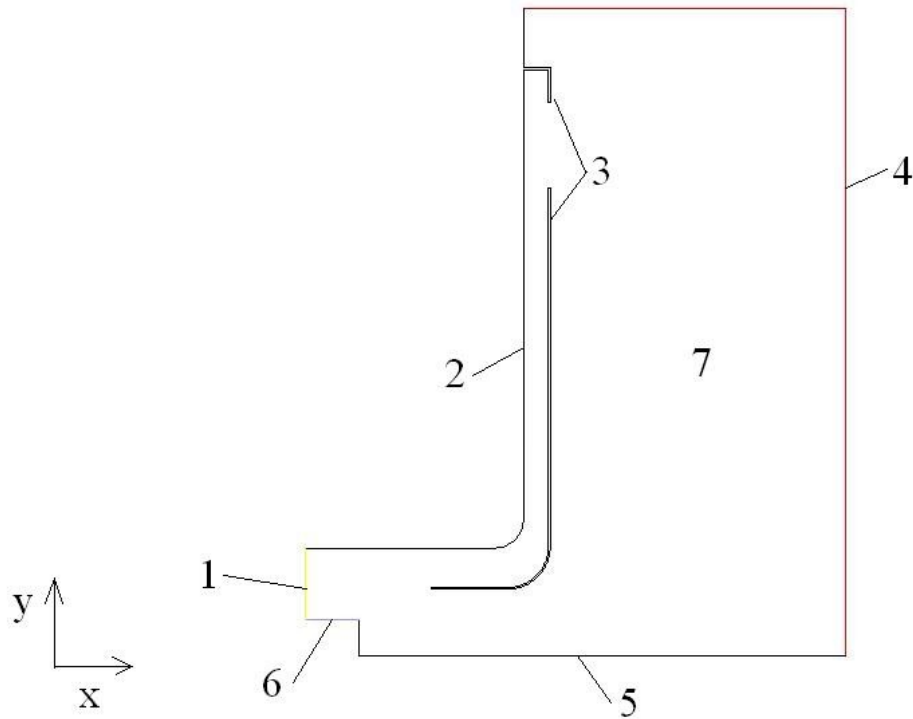
9 Numerická simulace procesu ohřevu

Simulace byla použita za účelem přiblížení rychlostních, teplotních a tlakových poměrů. Nesloužila nám ke kvantitativnímu vyjádření, ale pro představu teplotních a rychlostních polí byla postačující.

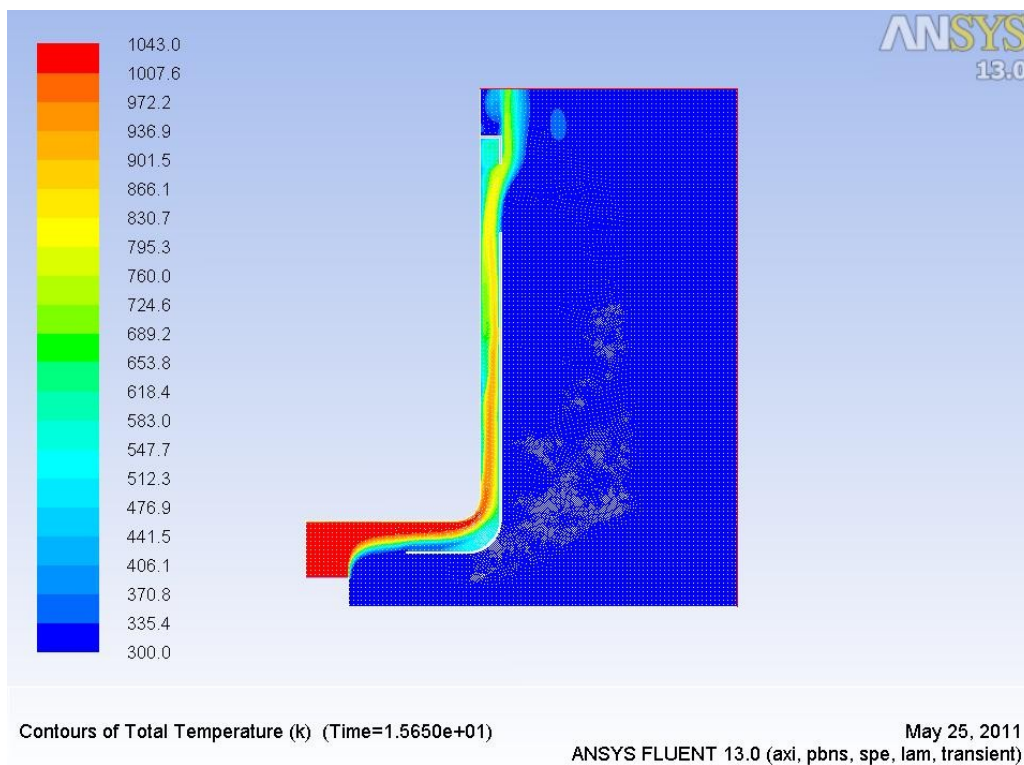
K numerické simulaci jsme využili FLUENT a GAMBIT software společnosti ANSYS. Proces byl simulován ve 2D, protože oba hrnce jsou symetrické podle normály podstavy procházející středem podstavy. Prvním krokem bylo definování a vytvoření geometrického modelu. Následovala tvorba diskretizační čtvercové sítě a export geometrie do formátu .msh. V programu fluent byly nastaveny okrajové podmínky:

- 1) osa symetrie (axis)
- 2) stěna (wall), konstantní teplota 330K, tloušťka 0,5mm, materiál: nerez
- 3) stěna (wall), konstantní teplota, tloušťka 0,5mm, materiál: nerez
- 4) odtok (pressure outlet)
- 5) stěna (wall), konstantní teplota 300K
- 6) vstup (pressure inlet), konstantní teplota 1043K, přetlak 392Pa,
směs: 15,1% CO₂, 12,4% vodní páry, 73,5% N₂
- 7) vnitřní prostředí (interior), konstantní teplota 300K
směs: 21% O₂, 79% N₂

Dále byl nastaven barometrický tlak na hodnotu 101325Pa a gravitace v ose $y=-9,81\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$



Obrázek 19: nastavení okrajových podmínek



Obrázek 20: teplotní pole hrnce 2

10 Závěr

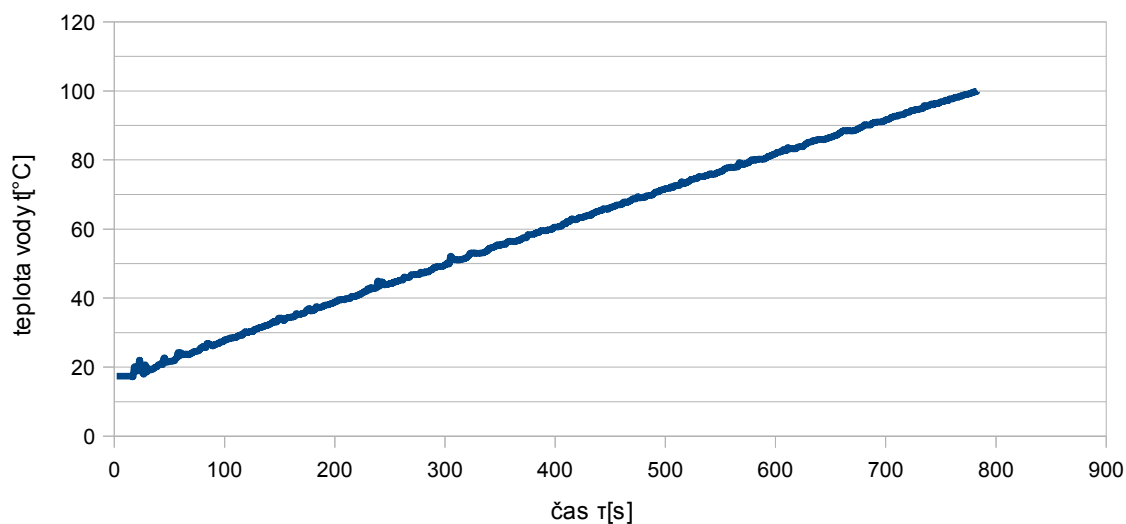
Z námi naměřených hodnot vyplynulo, že účinnost hrnce 2 se vhodnou úpravou zvýší přibližně o deset procent na 60% celkové účinnosti. V porovnání s údaji komerčních výměníků hrnců 2 zaostává, ale bylo by zajímavé srovnání všech hrnců za stejných podmínek. Nevýhodou výměňkových hrnců pro outdoorové použití je jejich větší váha oproti klasickým hrncům. V našem případě se váha zvýšila o 83% z 202g na 370g. Podobné hmotnosti mají, ale i Jetboil cooking pot 340g a Eta CampLite Pot 344g o podobných objemech. Váha hrnce by se dala snížit použitím lehčího materiálu než je nerez, třeba právě eloxovaného hliníku, který používá konkurence. Celková spotřeba plynu se oproti hrnci 1 snížila o 20% a v této hodnotě by se dal najít potenciál využití např. ve větších kuchyních, kde dvacet procent úspory z ceny plynu může během krátké doby přesáhnout pořizovací náklady na výměňkové hrnce. Výroba hrnce 2 není technologicky složitá a pro sériovou výrobu, by se určitě našel výhodnější postup, který by výrobní cenu snížil na minimum.

Seznam použité literatury

- [1] Jetboil: Jetboil® Helios Technical Brief, 2008, <http://www.jetboil.com/files/Helios%20Tech%20Brief.pdf>
- [2] Primus: Product comparasions, 2008, <http://www.primuscamping.com/downloads/Product%20Comparisons/Primus-ETA-comparison-v3.pdf>
- [3] KEZ: *Sdílení tepla, učební pomůcka pro termodynamiku*, : TUL, 2006.
- [4] Knorre, G.F.: *Pochody spalování*, Praha: SNTL, 1956.
- [5] Děmidov, P.G.: *Hoření a vlastnosti hořlavých látek*, Praha: ÚVČSPO, 1966.
- [6] Blažek R.: Vlastnosti zemního plynu, propanu a butanu, 17.12.2002, <http://www.techportal.cz/1/1/0/vlastnosti-zemniho-plynu-propanu-a-butanu-cid50667/>
- [7] Dvořák V., Šulc J., Urbášek J.: *Technická měření - Návody na cvičení*, Liberec: TUL, 2005.
- [8] Jenčík J., Volf J.: *Technická měření*, ČVUT, 2003.
- [9] Macák J.: Energetika-návody k výpočtům. 2001, http://web.vscht.cz/mistovae/en_tabulky.pdf
- [10] Kryštůfek P., Petříková M.: Termodynamické vlastnosti vody a vodní páry v jednofázové oblasti, 2007, http://orion.kez.tul.cz/data/td/priklady/2007/Tabulka_2.pdf
- [11] Kól P.: Statika hoření, 2011. <http://spalovaci-procesy.wz.cz/Spaliny.html>
- [12] Trávníček Z., Vít T.: Hybrid synthetic jet intended for enhanced jet impingement heat/mass transfer. In.: 13th International Heat Transfer Conference IHTC-13, Sydney, NSW Australia, Aug. 13-18, 2006,
- [13] Lienhard, J.H., Lienhard, J.H.: *A Heat Transfer Textbook*, Phlogiston Press, MIT, 2005
- [14] Rieger, F., Šesták, J.: *Přenos hybnosti, tepla a hmoty*, 1996, Vydavateství ČVUT Praha
- [16] Ansys Fluent: FLUENT 6.3 User's Guide
- [17] Hloušek J. a kol.: *Termomechanika*. Nakladatelství VUT v Brně. Brno 1992.

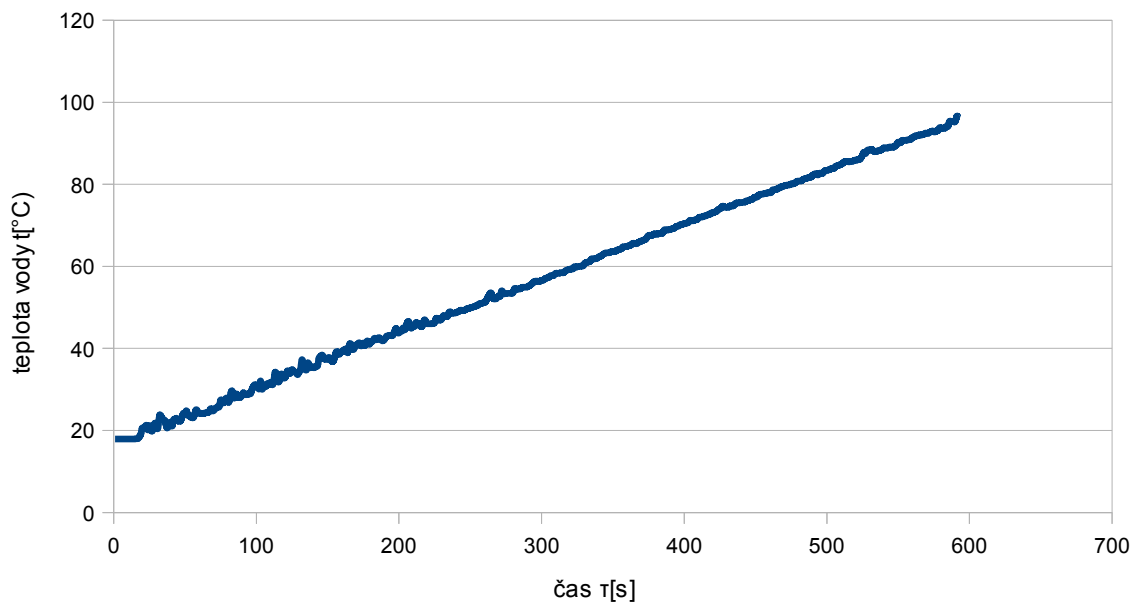
Přílohy

závislost teploty vody v hrnci 1 na čase při výkonu 926W



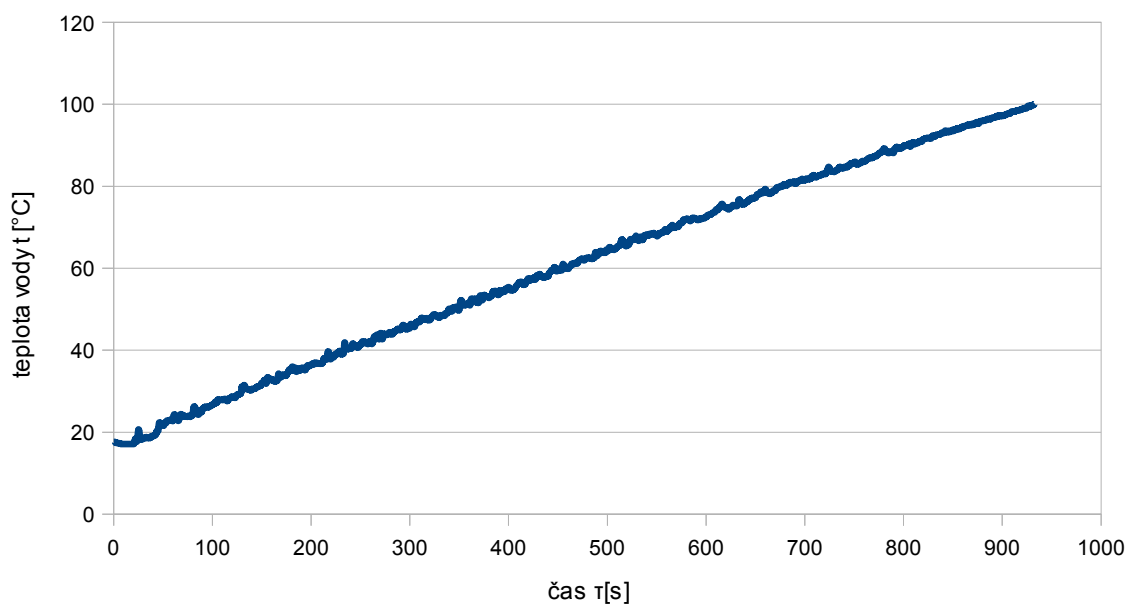
Příloha 1:

závislost teploty vody v hrnci 2 na čase při výkonu 926W



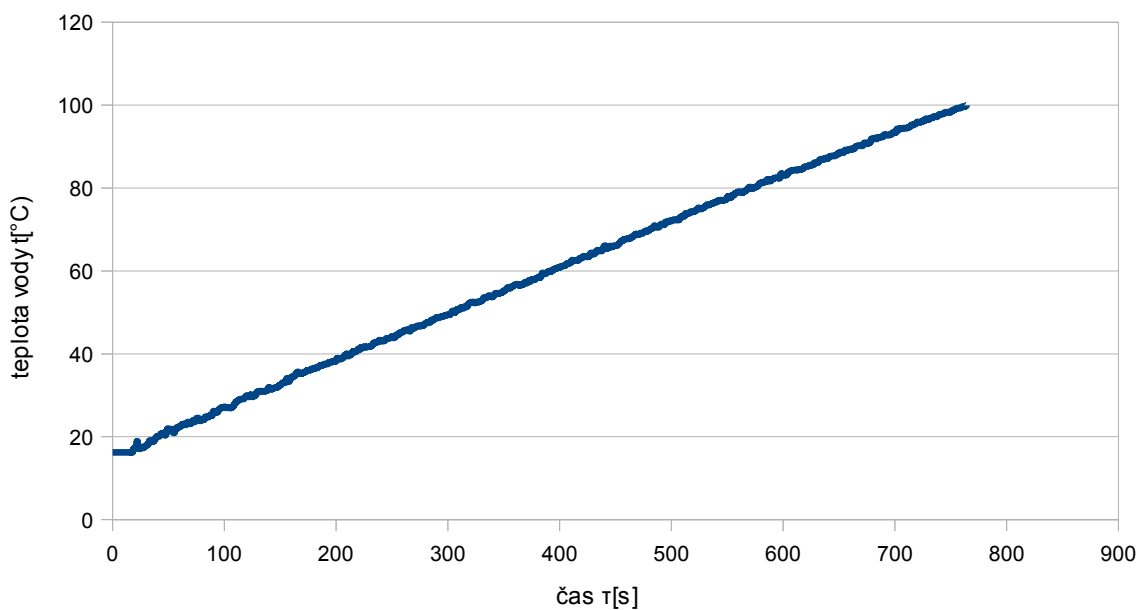
Příloha 2:

závislost teploty vody v hrnci 1 na čase při výkonu 783W



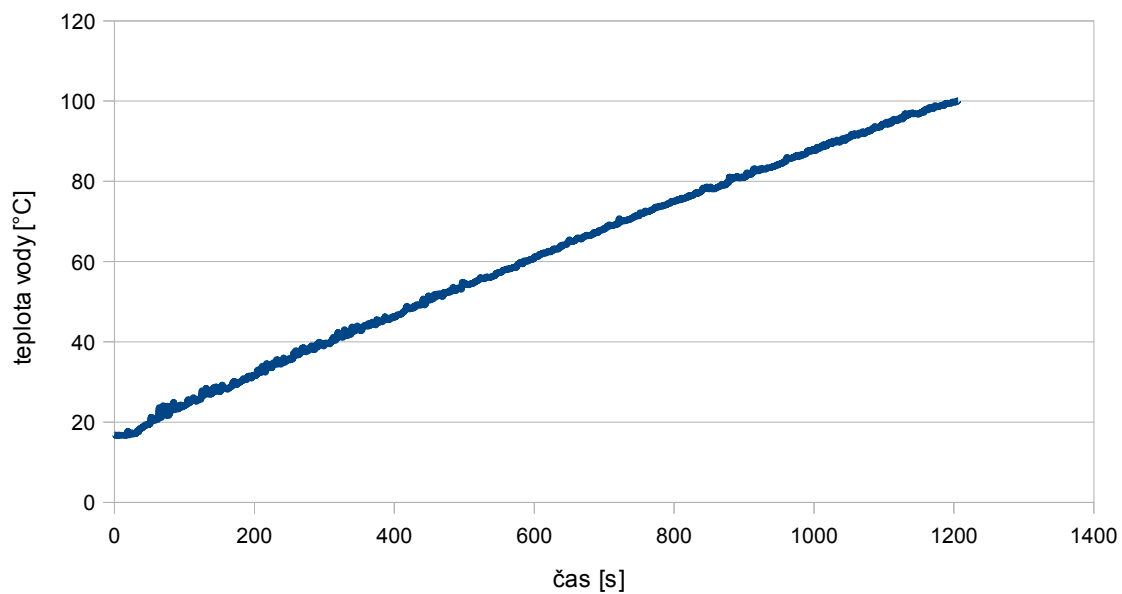
Příloha 3:

závislost teploty vody v hrnci 2 na čase při výkonu 783W



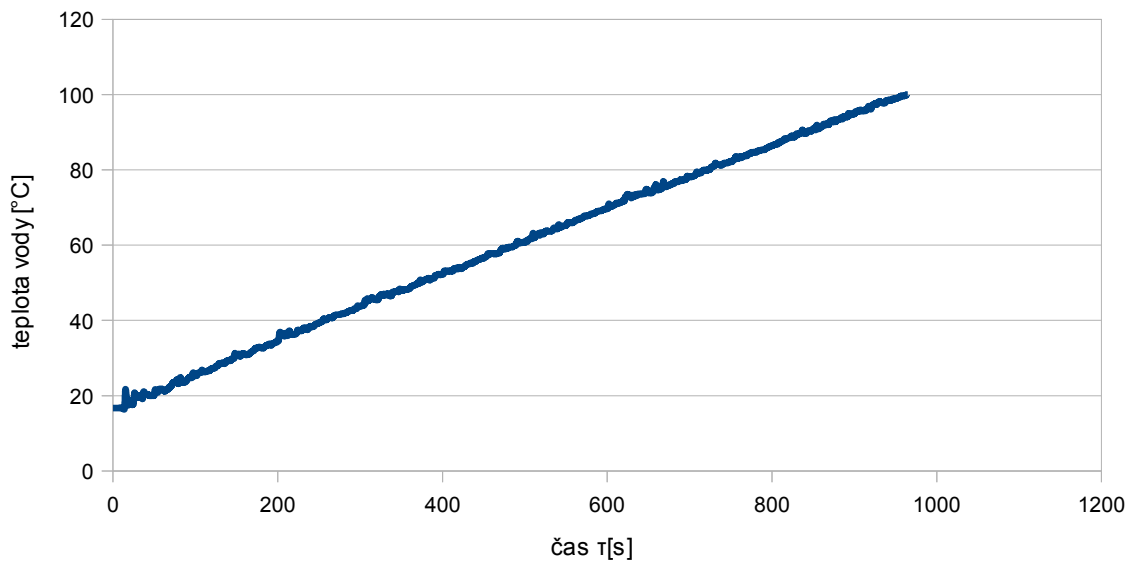
Příloha 4:

závislost teploty vody v hrnci 1 na čase při výkonu 600W

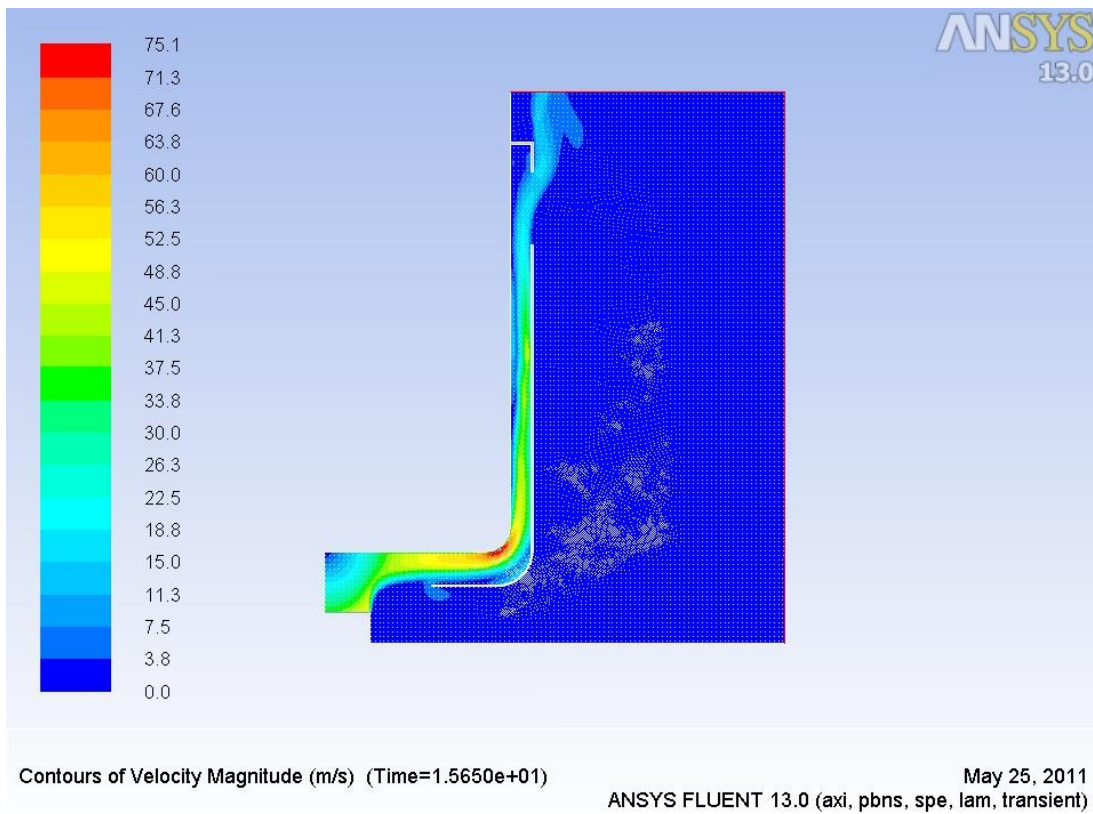


Příloha 5:

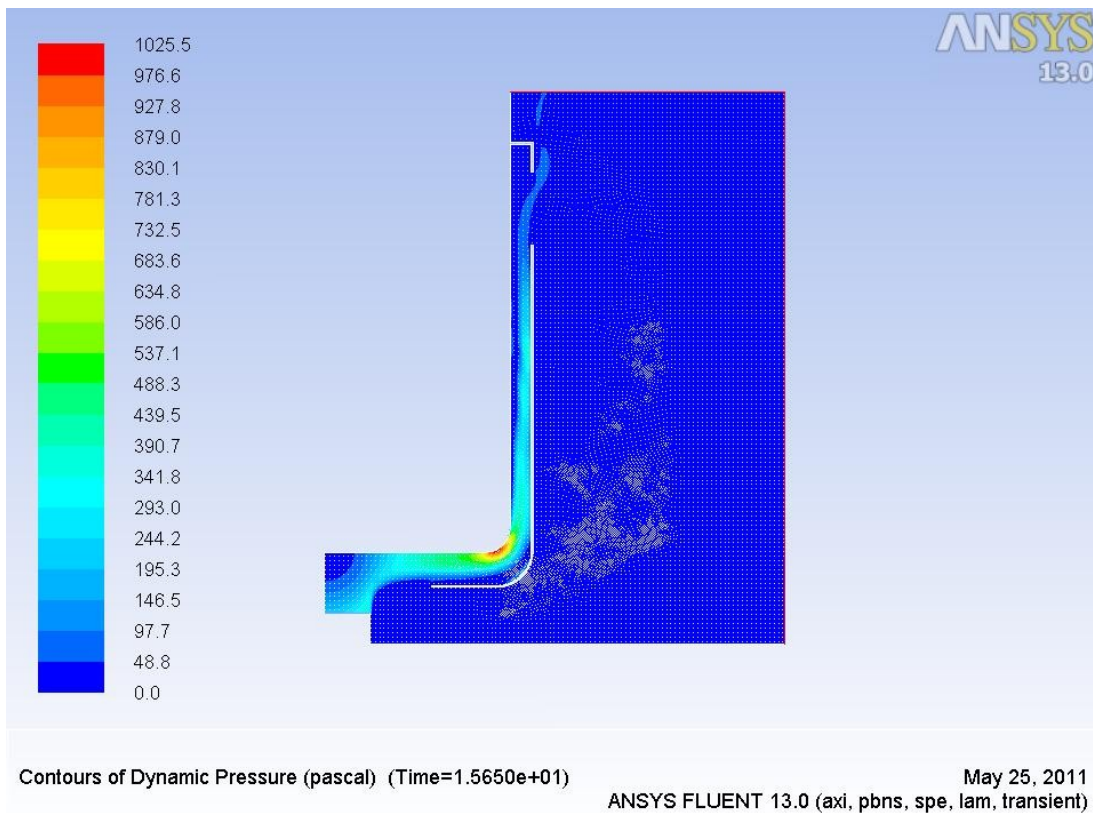
závislost teploty vody v hrnci 2 na čase při výkonu 600W



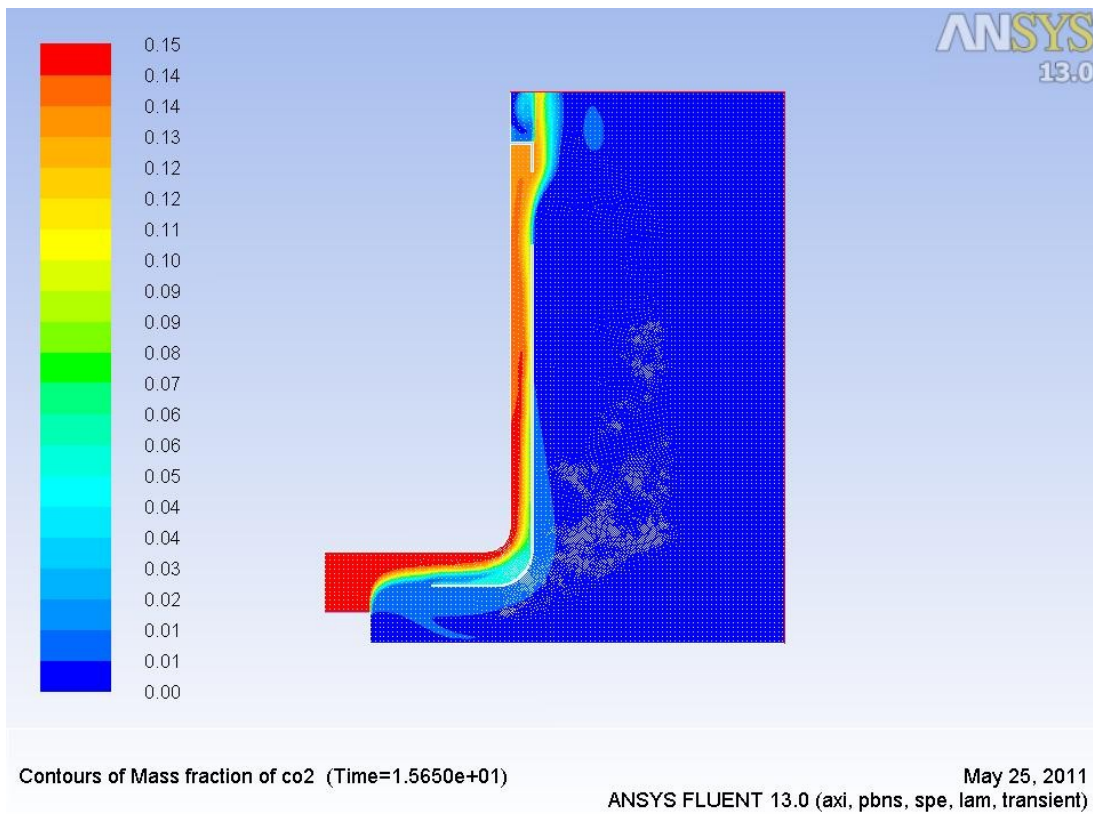
Příloha 6:



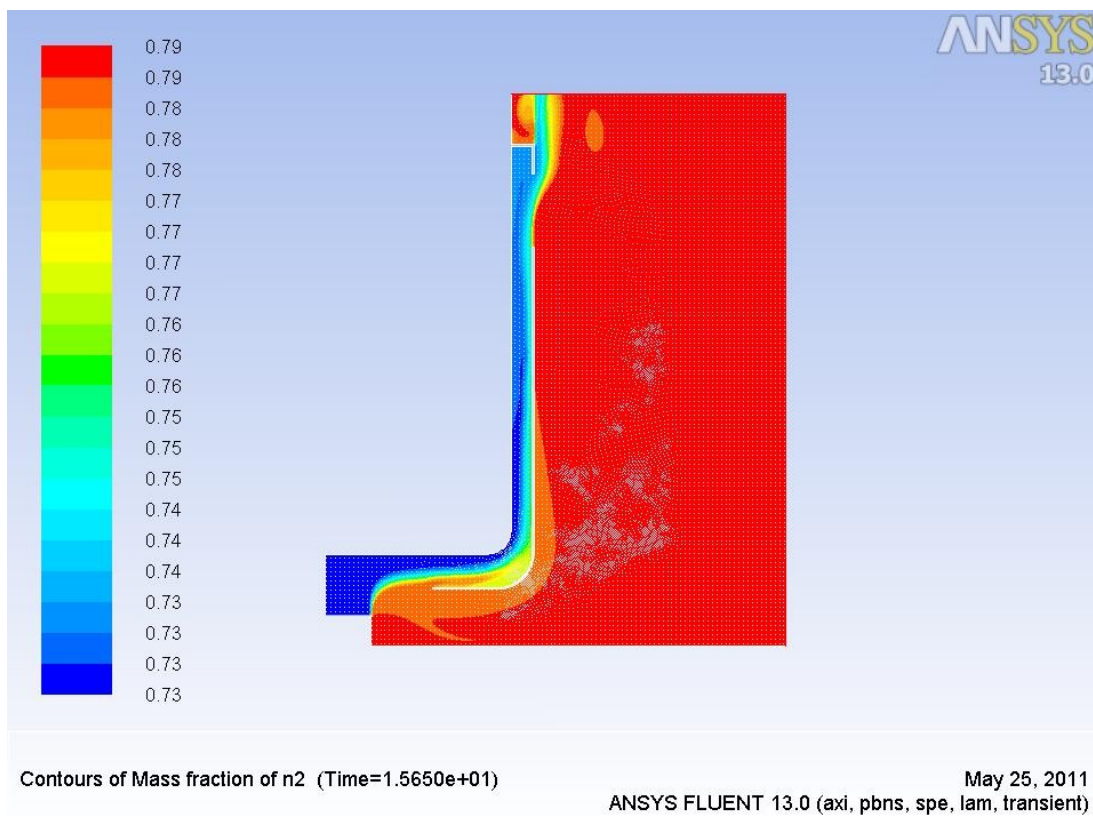
Příloha 7: rychlostní pole hrnce 2



Příloha 8: pole dynamického tlaku hrnce 2



Příloha 9: procentuální zastoupení oxidu uhličitého hrnce 2



Příloha 10: procentuální zastoupení dusíku hrnce 2

